



AIDE-MÉMOIRE

MÉCANIQUE

4^{ème} Sciences Techniques

MABROUK BEN AMAR

Professeur Principal

Résumés de cours
Exercices corrigés



AIDE-MÉMOIRE

MÉCANIQUE

4^{ème} Sciences Techniques

MABROUK BEN AMAR

Professeur Principal

Résumés de cours
Exercices corrigés



PREFACE

Cet ouvrage expose d'une façon simplifiée les cours de mécanique en s'appuyant sur de nombreux exemples. Il a été conçu de façon à ce qu'il soit aussi peu volumineux que possibles.

Il est conforme au programme officiel et à ses objectifs, Il s'adresse à tous ceux qui s'intéressent aux études technologiques, il est particulièrement destiné à l'usage des élèves de lycée de la quatrième année de la section « sciences techniques »

Contenu de l'ouvrage :

- Cours simplifié, a été conçu avec le souci d'aider les élèves, de disposer d'un recueil de connaissances très bien structurés et de retenir les principales définitions et les formules générales.
- Des applications corrigées pour vous familiariser avec le type de questions qui peuvent se poser.

J'espère que cet ouvrage apporte l'aide pédagogique nécessaire à tous les élèves et j'accueillerais volontiers et avec reconnaissances toutes suggestions, remarques et critiques de nos lecteurs et, par avance, tous mes remerciements.

L'auteur

Email : amar.mabrouk@gmail.com

TABLE DE MATIERES

A- ANALYSE FONCTIONNELLE

A1- Analyse fonctionnelle interne d'un produit :

A1-1- Organisation fonctionnelle d'un produit Page 3

- fonctions techniques associées aux fonctions de service.
- composants assurant une fonction technique.

B- ANALYSE STRUCTURELLE

B1- Définition des éléments d'un produit :

B1-1- Lecture d'un dessin d'ensemble. Page 9

B1-2- Cotation fonctionnelle. Page 17

- conditions fonctionnelles.
- chaînes de cotes.
- calcul d'une cote fonctionnelle.
- ajustements.

B1-3- Représentation d'un produit fini. Page 24

- coupes particulières (sections, demi coupe, coupes brisées).
- tolérances géométriques

B2- liaisons mécaniques :

B2-1- Fonction assemblage. Page 28

- solutions constructives des assemblages démontables.

B2-2- Fonction guidage en rotation Page 33

- guidage en rotation par roulements de type BC. (Rappel)
- guidage par roulements à contact oblique (efforts, règles de montage, tolérances des portées des roulements)

B3- Fonction transmission de mouvements :

- Sans transformation de mouvement :
- sans modification de vitesse angulaire :

B3-1- Les accouplements Page 41

B3-2- Les limiteurs de couples Page 46

B3-3- Les embrayages Page 49

B3-4- Les freins Page 56

- avec modification de vitesse angulaire :

B3-5- Les engrenages Page 64

- Avec transformation de mouvement :

B3-6- Système vis -écrou Page 73

B3-7- Système à excentrique Page 78

B3-8- Système à came Page 81

B3-9- Système bielle-manivelle Page 84

B3-10 Système pignon-crémaillère Page 88

C-ANALYSE COMPORTEMENTALE

C1- Comportement d'un solide déformable :

C1-1- Flexion plane simple Page 89

- définition.
- contraintes.
- efforts tranchants.
- moments fléchissants.
- condition de résistance

C1-2-Torsion simple Page 93

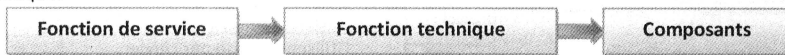
- définition.
- contrainte.
- condition de résistance.
- condition de rigidité

C2- Obtention des pièces :

Réalisation des surfaces élémentaires sur une micromachine.

1) Le diagramme de décomposition FAST :

Le diagramme **FAST** se présente sous forme d'un arbre des fonctions partant de la fonction de service pour aboutir (vers la droite) aux solutions technique et les éléments de réalisation de chaque fonction technique.



2) Fonction technique :

■ La fonction technique est une action interne au produit (entre ses constituants) choisie par le concepteur-réalisateur, dans le cadre d'une solution, pour assurer des fonctions de service.

■ Exemples de fonctions techniques :

- Sélectionner le mode fonctionnement.
- Alimenter en énergie.
- Convertir l'énergie électrique en énergie mécanique de rotation.

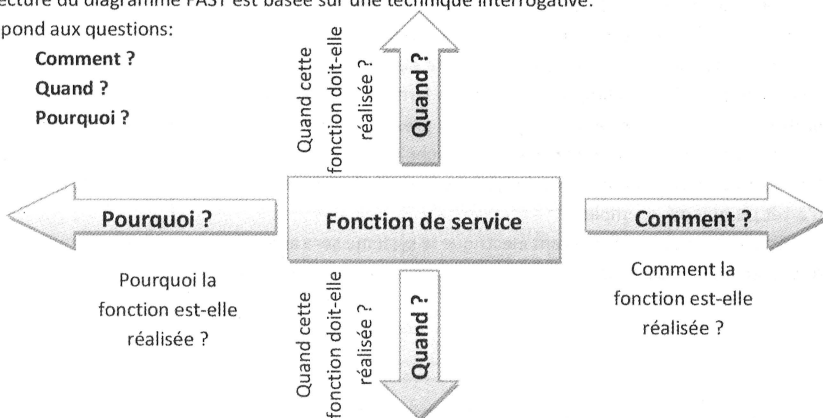
La fonction technique s'exprime à l'aide d'un verbe à l'infinitif.

3) Structure générale d'un diagramme FAST :

La lecture du diagramme FAST est basée sur une technique interrogative.

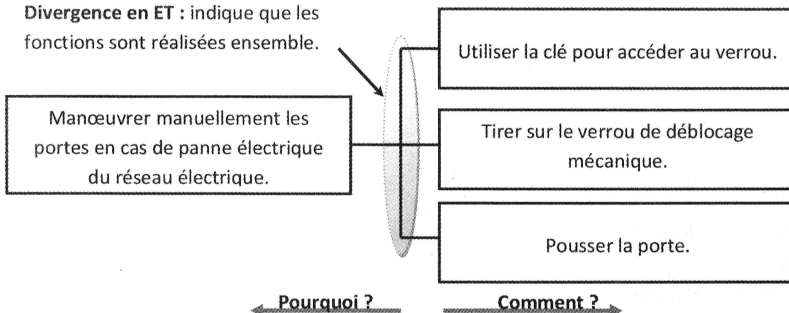
Il répond aux questions:

- Comment ?
- Quand ?
- Pourquoi ?

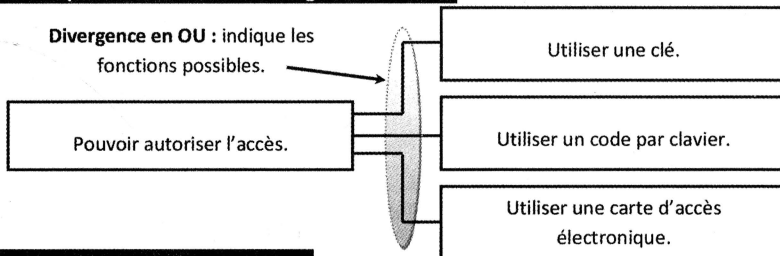


4) Principe d'élaboration du diagramme FAST :

Divergence en ET : indique que les fonctions sont réalisées ensemble.



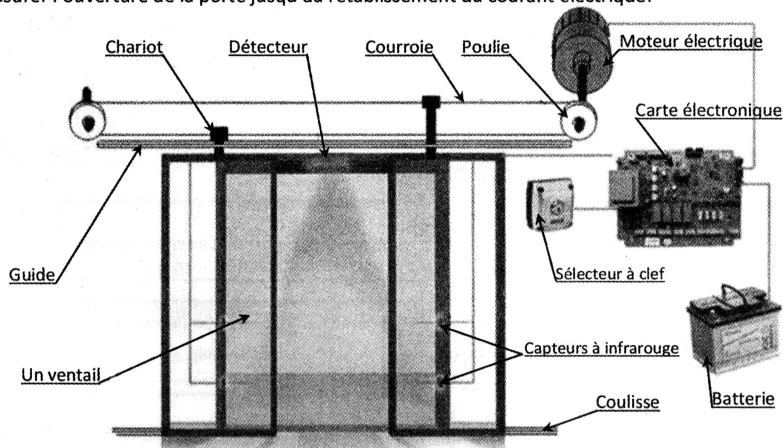
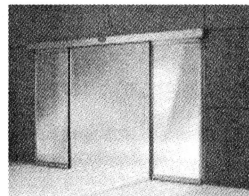
5) Principe d'élaboration du diagramme FAST :



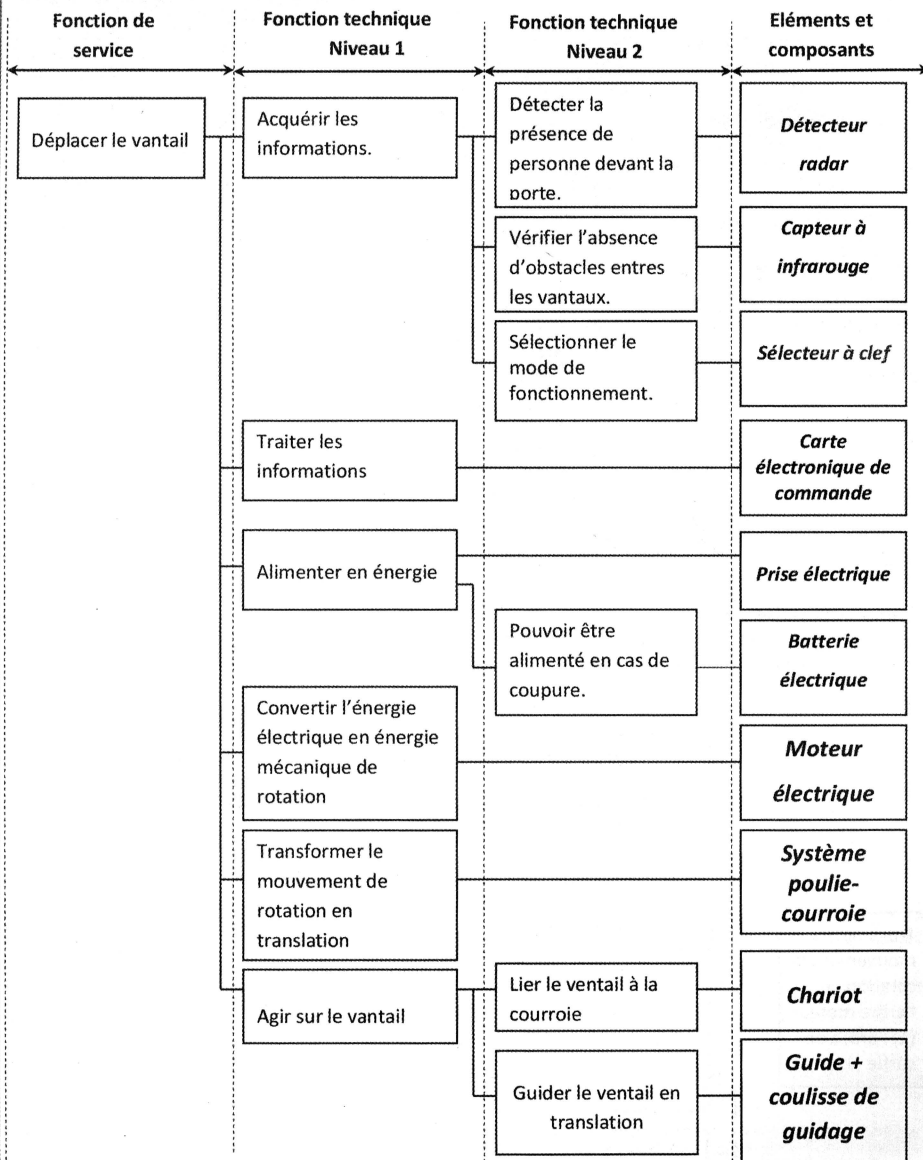
6) Exemple : Porte automatique

Fonctionnement :

- Lorsqu'un usager se présente devant la porte, le détecteur radar détecte sa présence et envoie l'information à la carte électronique qui commande la rotation du moteur électrique dans un sens (à droite). Ce qui permet l'ouverture de la porte.
- La porte reste ouverte pendant un certain temps (une temporisation).
- Une fois la temporisation écoulée, la carte électronique commande la rotation du moteur électrique dans l'autre sens (à gauche), ce qui permet la fermeture de la porte s'il n'y a pas d'obstacle entre les portes (les capteurs à infrarouge détectent la présence d'obstacles entre les portes).
- Un sélecteur à clé permet la mise en marche du système (ouverture/fermeture de la porte pendant les heures de travail) ou d'arrêter le système (fermeture de la porte pendant les heures d'arrêt ; la nuit par exemple).
- En cas de coupure du courant électrique le système sera alimenté par une batterie qui permet d'assurer l'ouverture de la porte jusqu'au rétablissement du courant électrique.



Structure de base d'une porte automatique

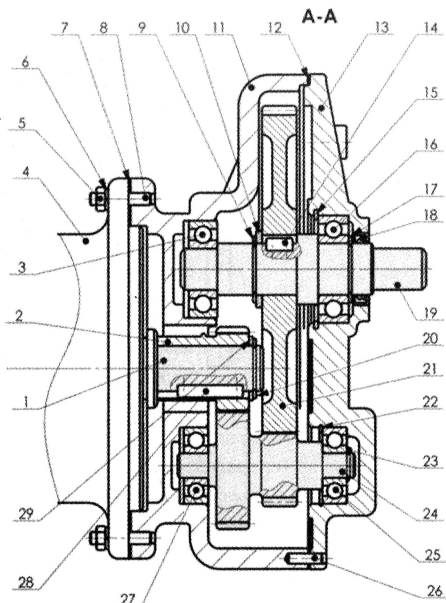
Diagramme FAST d'une porte automatique :

Sens de l'analyse Pourquoi ?

Sens de l'analyse Comment ?

Application N°1 : Réducteur de vitesse

Le réducteur, associé au moteur, est constitué par deux couples ((2,24a) et (24b, 21)) d'engrenages cylindriques à denture droite d'entraxes différents.



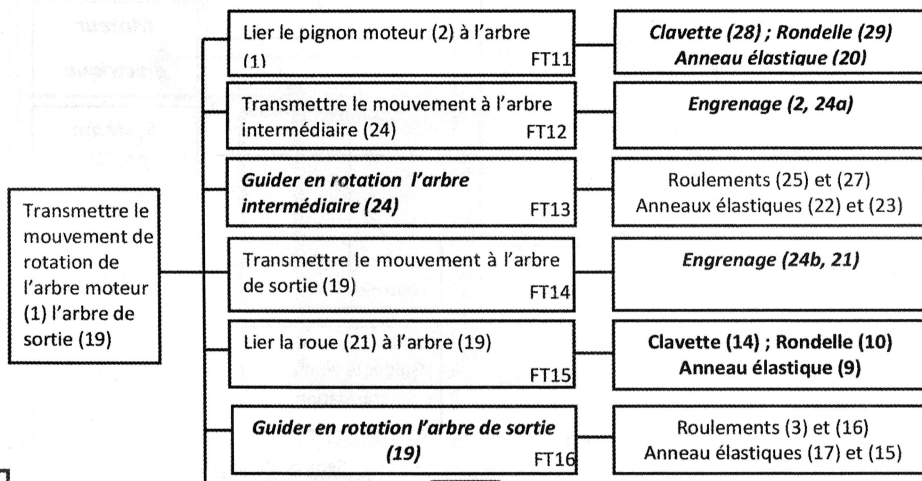
29	1	Rondelle
28	1	Clavette
27	1	Roulement
26	5	Pion centrage
25	1	Roulement
24	1	Arbre intermédiaire
23	1	Anneau élastique
22	1	Anneau élastique
21	1	Pignon de sortie
20	1	Anneau élastique
19	1	Arbre de sortie
18	1	Joint à lèvres 35x25x7
17	1	Anneau élastique
16	1	Roulement
15	1	Anneau élastique
14	1	Clavette
13	1	Chapeau
12	1	Joint plat chapeau
11	1	Carter
10	1	Rondelle
9	2	Anneau élastique
8	4	Goujon M6x20 bm 10
7	1	Joint pour carter
6	4	Rondelle W6
5	4	Eccro H M6
4	1	Bride moteur
3	1	Roulement
2	1	Pignon moteur
1	1	Arbre moteur
Rep	Nbre	Désignation

Travail demandé :

En se référant au dessin d'ensemble du réducteur à deux étages, compléter le diagramme FAST relatif à la fonction technique FT1 en inscrivant les fonctions techniques et les composants manquants.

Fonction technique

Composants



Application N°2 : Chariot de micro-tour

Le micro-tour représenté ci-contre est conçu pour réaliser des séries moyennes répétitives de pièces. Il est équipé :

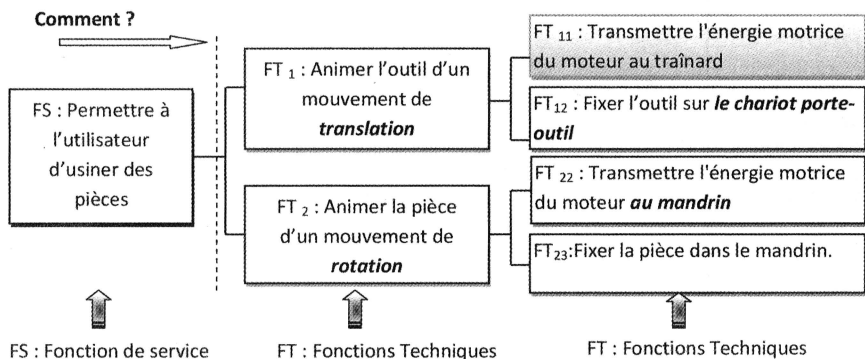
- d'un trainard commandé par un moteur M1 et un système vis-écrou
- d'un porte outil commandé par un moteur M2 et un système vis-écrou
- d'un mandrin porte pièce commandé par un moteur M3 (non représenté)

Soit fonction de service imposée par le CdCF :

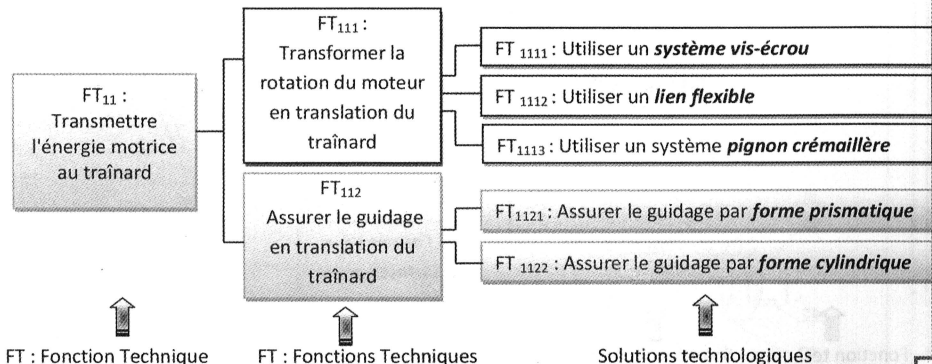
FS : Permettre à l'utilisateur d'usiner des pièces

Travail demandé :

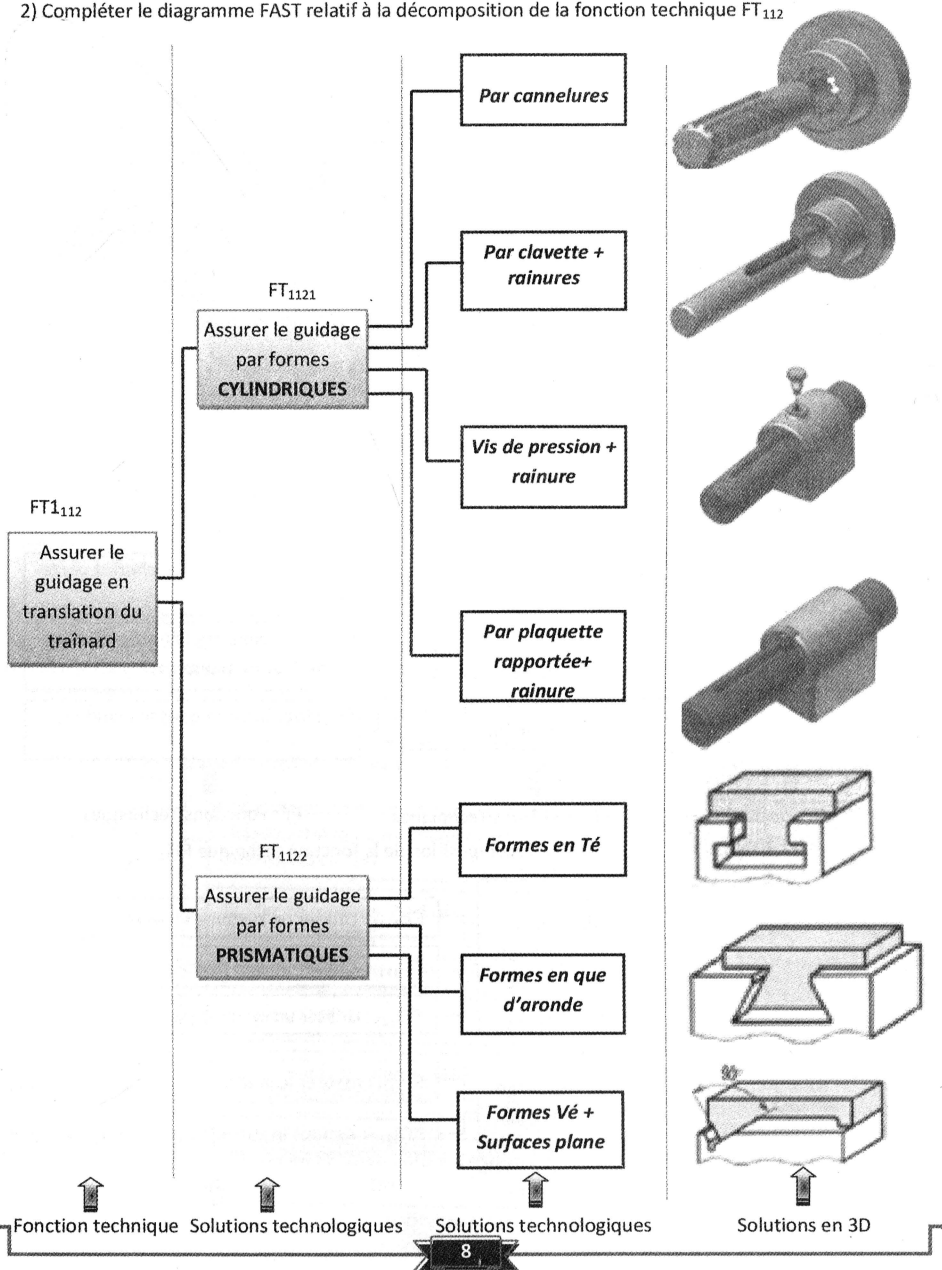
1) Compléter la décomposition de cette fonction en complétant le diagramme FAST.



2) Compléter le diagramme FAST relatif à la décomposition de la fonction technique FT₁₁



2) Compléter le diagramme FAST relatif à la décomposition de la fonction technique FT₁₁₂



- Le dessin d'ensemble donne de façon plus ou moins détaillée, la représentation de tout ou partie (sous-ensemble) d'un système ou d'un objet technique. En faisant apparaître tous ses éléments constitutifs, il permet de comprendre le fonctionnement du mécanisme.
- Le dessin d'ensemble est accompagné d'une nomenclature qui fournit avec précision la liste complète des éléments fonctionnels ainsi que certaines caractéristiques.

Système : Cric pour automobile

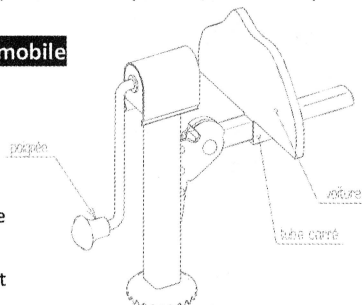
1) Fonction globale du cric :

Ce Cric permet de soulever une partie d'une voiture en exerçant manuellement une rotation sur la poignée (3).

2) Fonctionnement du cric :

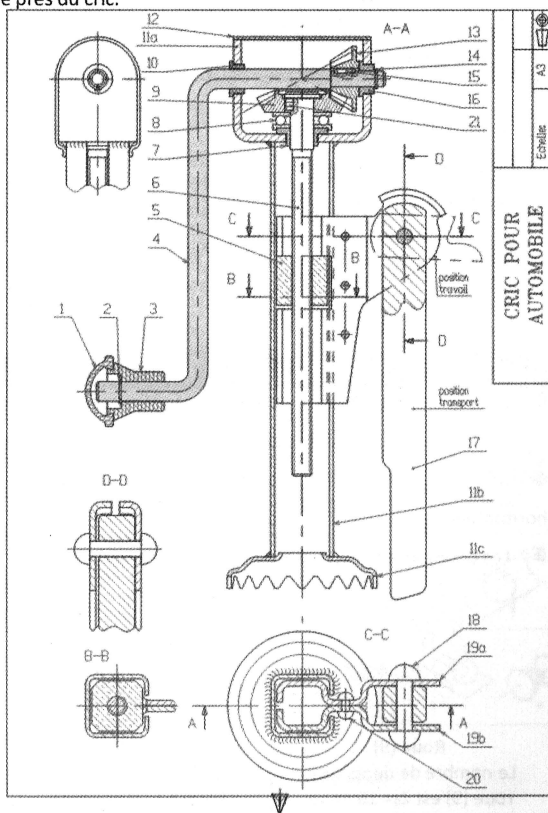
Mettre la pièce (17) en position travail et l'engager dans le tube carré situé sous la voiture.

Tourner la poignée (3) ce qui fait monter les pièces (19) et (17) ainsi que la partie de la voiture située près du cric.

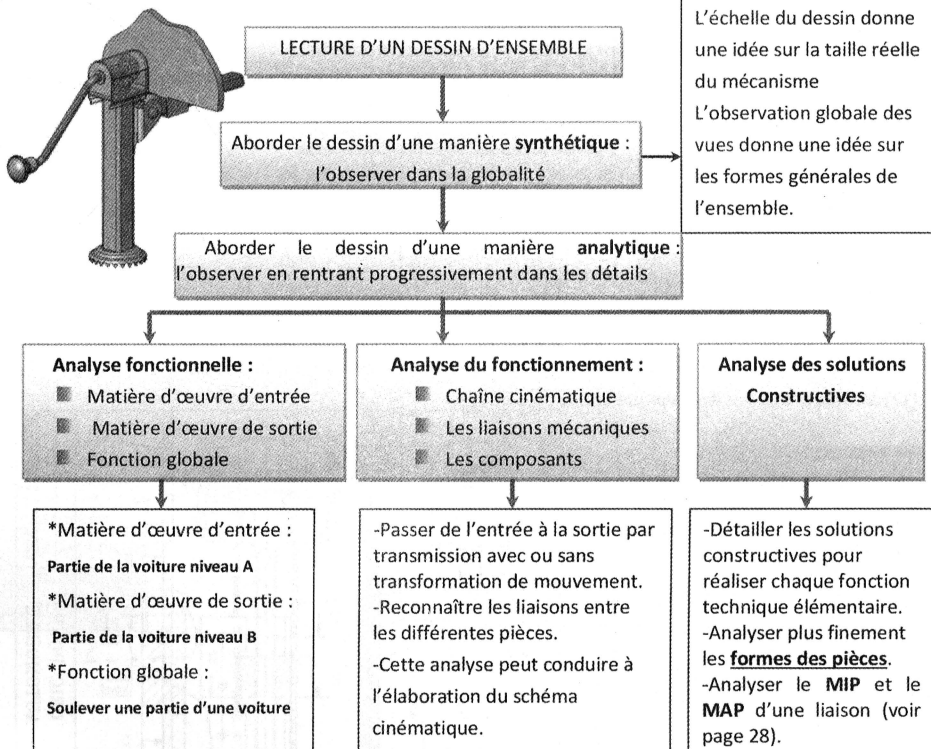


4) Nomenclature :

21	1	Clavette	A 50
20	3	Rivet	A 33
19	2	Glissière	E 24
18	1	Rivet	A 33
17	1	Levier	AF 34/C 10
16	1	Coussinet	Cu Sn 8 P
15	1	Clavette	A 50
14	1	A. élastique	
13	1	Pignon	XC 80
12	1	Carter	A 33
11	1	Corps	E 24
10	1	Coussinet	Cu Sn 8 P
9	1	Roue dentée	XC 80
8	1	Butée à billes	
7	1	Palier	Cu Sn 8 P
6	1	Vis	E 36
5	5	Ecrou	Cu Sn 8 P
4	1	Manivelle	A33
3	1	Poignée	PA 11
2	1	Anneau élastique	
1	1	embout	PA 11
Rp	Nb	Désignation	Matière

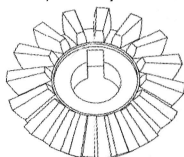


5) Méthode de lecture :



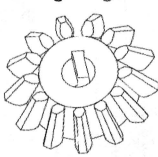
4) Systèmes de transmission et de transformation du mouvement :

- Dans le cric, il existe deux systèmes qui permettent de transmettre et de transformer le mouvement de rotation d'axe horizontal de la poignée (3) en mouvement de translation vertical du levier (17).
- Le premier système est composé d'un engrenage conique qui permet de **transmettre** la rotation d'axe horizontale en une rotation d'axe vertical.
- Les deux pièces qui constituent l'engrenage sont :



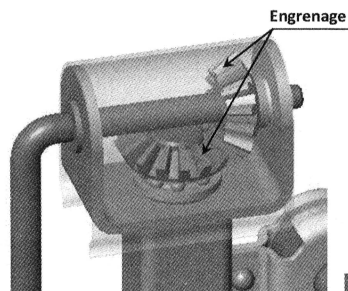
Roue (9)

Le nombre de dents de la roue (9) est $Z_9 = 16$ dents



Pignon (13)

Le nombre de dents pignon (13) est $Z_{13} = 13$ dents



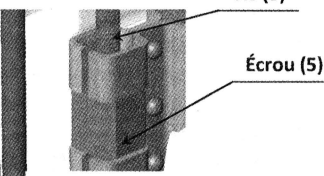
■ Le deuxième système est un système **vis écrou**, il transmet le mouvement avec une **transformation** du mouvement de rotation d'axe vertical en une translation d'axe vertical.

■ Les repères des 2 pièces qui constituent le système vis-écrou sont :

- **Vis (6)** ; La vis (6) de diamètre $d = 10$ et de pas $P = 1,5$ mm
- **Écrou (5)** ; L'écrou (5) de diamètre $d = 10$ et de pas $P = 1,5$ mm

■ **Rapport de transmission de l'engrenage :**

$$\text{Rapport de transmission : } r = \frac{N_{\text{sortie}}}{N_{\text{entrée}}} = \frac{Z_{\text{menante}}}{Z_{\text{menée}}}$$



$$r = \frac{N_9}{N_{13}} = \frac{Z_{13}}{Z_9} = \frac{13}{16} = 0,81$$

■ Nombre de tours de la vis pour une course de la glissière (19) de 60 mm.

$$\text{Translation écrou} = \text{pas} \times \text{nombre de tours vis}$$

$$N_{\text{VIS}} = N_9 = \frac{60}{1,5} = 40 \text{ tours}$$

Nombre de tours de la manivelle (4) pour la course de 60 mm.

$$N_4 = N_{13} = \frac{N_9}{r} = \frac{40}{0,81} = 49,3 \text{ tours}$$

6) Les liaisons (Rappels) :

On vous rappelle les symboles des liaisons mécaniques.

Nom de la liaison	Représentations planes	Représentation en perspectives
Encastrement ou liaison fixe		
Pivot		
Glissière		
Hélicoïdale		
Pivot glissant		
Rotule à doigt		

Nom de la liaison	Représentations planes	Représentation en perspectives
Rotule ou sphérique		
Appui plan		
Linéaire rectiligne		
Linéaire annulaire		
ponctuelle		

* Ancienne normalisation

7) Recherche des classes d'équivalence de ce cric :

- Afin de connaître les liaisons réalisées dans ce cric, on cherche les repères des pièces qui ont le même mouvement.
- Les pièces fixes constituent le sous-ensemble A. Attention le corps de ce cric est constitué de 3 sous-pièces appelés des éléments, ne mettre que le repère de la pièce qui constitue le corps.
Pour la butée à billes (8) chacune de ses bagues a un mouvement particulier. Nous mettrons ces deux bagues dans deux sous-ensemble différents A et D

Classe A : 7, 10, 11, 12, 16 et Bague inférieur (8)

- La poignée (3) et l'embout (1) constituent le sous-ensemble B.

Classe B : 3 et 1

- Les Pièces qui ont un mouvement de rotation d'axe horizontal, elles constitueront le sous-ensemble C.

Classe C : 2, 4, 13, 14 et 15

- Les pièces qui ont un mouvement de rotation d'axe vertical, constituent le sous-ensemble D.

Classe D : 6, 9, 21 et Bague supérieur (8)

- Le levier (17) est seul à tourner autour du rivet (20), nous le mettrons dans le sous-ensemble F.

Classe F : 17

- Les pièces qui ont un mouvement de translation verticale, constituent le sous-ensemble E.

Classe E : 5, 18, 19 (a, b) et 20

8) Graphe des liaisons et schéma cinématique :

Graphe des liaisons permet d'indiquer, le nom des liaisons entre les classes d'équivalence.

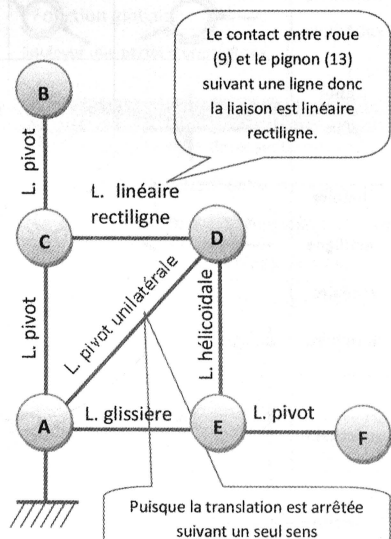
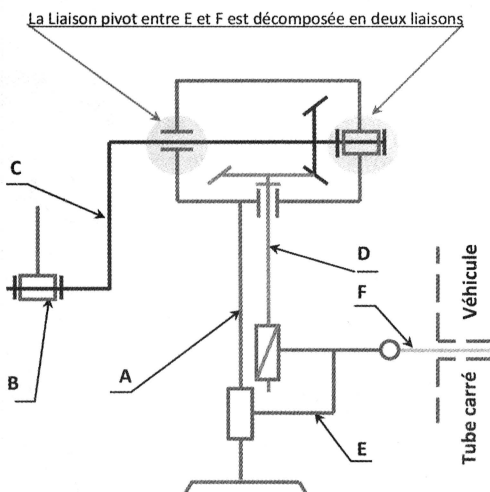
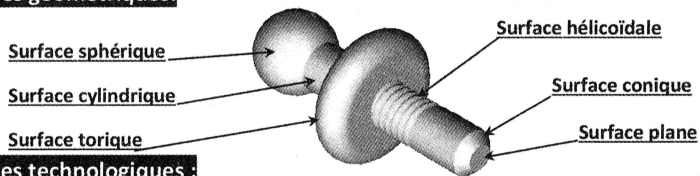


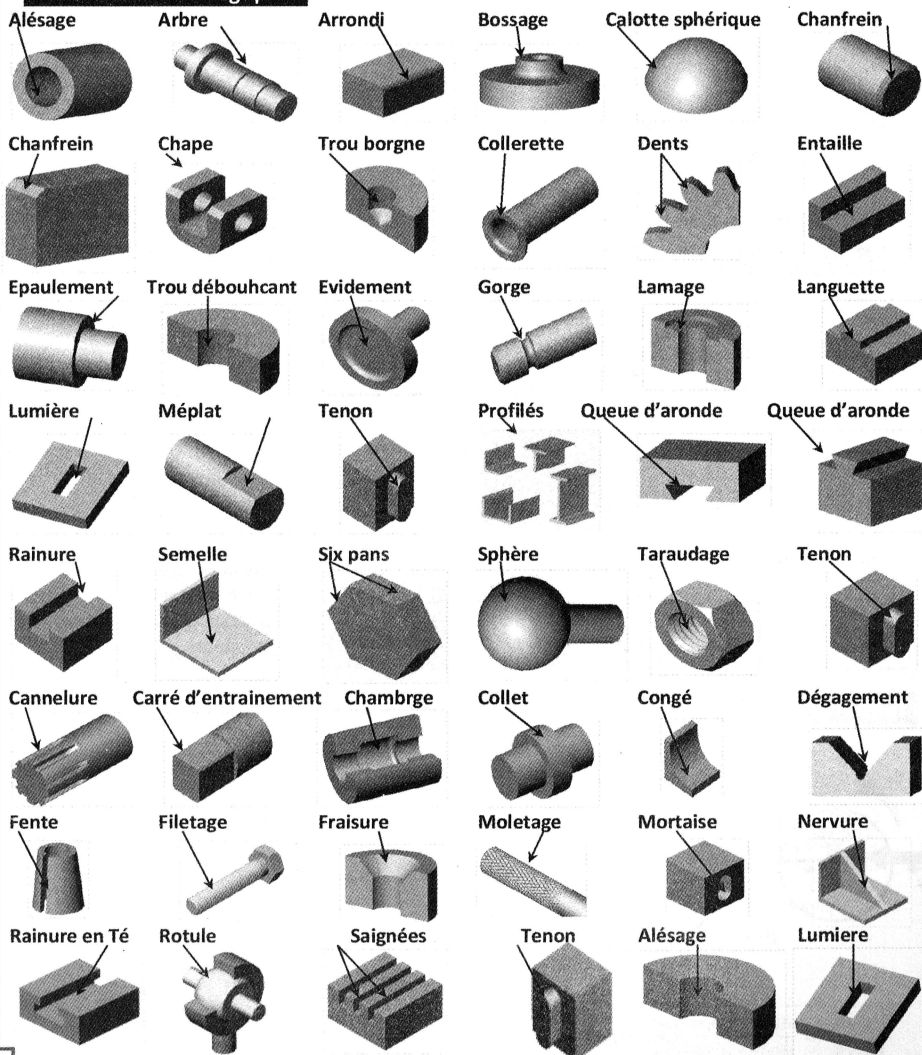
Schéma cinématique du cric en position travail, chaque sous-ensemble est représenté d'une couleur différente.



Les formes géométriques:

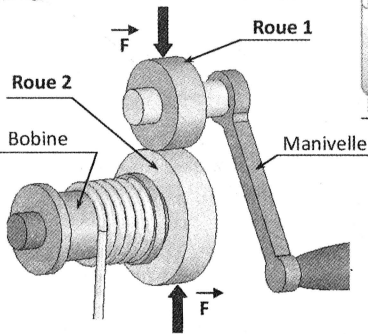


Les formes technologiques:



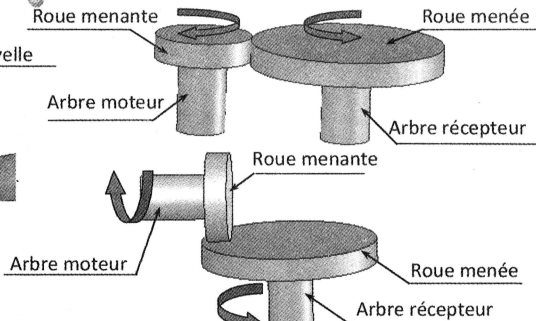
RAPPEL :

Transmission de puissance par des roues de friction

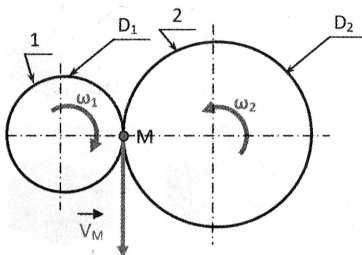


Exemple : Dévior

Transmettre le mouvement de rotation par adhérence entre deux arbres rapprochés parallèle ou concourant.



Etude cinématique :



$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot N_1}{60}$$

$$V_{M1} = R_1 \cdot \omega_1$$

$$\omega_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot N_2}{60}$$

$$V_{M2} = R_2 \cdot \omega_2$$

N : Vitesse de rotation de la roue (en tr/min)

ω : Vitesse angulaire de la roue (en rad/s)

V_M : Vitesse linéaire d'un point M (en m/s)

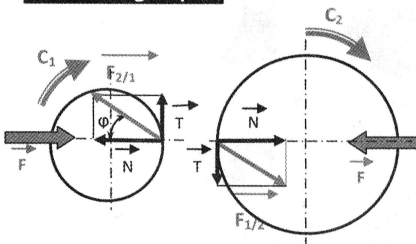
Rapport de transmission r :

Le rapport de transmission (r) est égal : $r = \frac{N_2}{N_1} = \frac{D_1}{D_2}$

Le rapport des vitesses est égal au rapport inverse des diamètres.

Remarque : le rapport de transmission n'est pas constant puisque le glissement est inévitable.

Etude Energétique :



$$C_1 = T \cdot R_1 = F \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot R_1$$

$$P_1 = C_1 \cdot \omega_1$$

$$C_2 = T \cdot R_2 = F \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot R_2$$

$$P_2 = C_2 \cdot \omega_2$$

$\vec{F}$: Force pressante créant l'adhérence (en N) ($\|\vec{F}\| = \|\vec{N}\|$)

C : Le couple ou moment (en N.m)

$f = \operatorname{tg} \varphi$: Coefficient de frottement important limité par le choix des matériaux

φ : Angle d'adhérence ou de frottement en degré

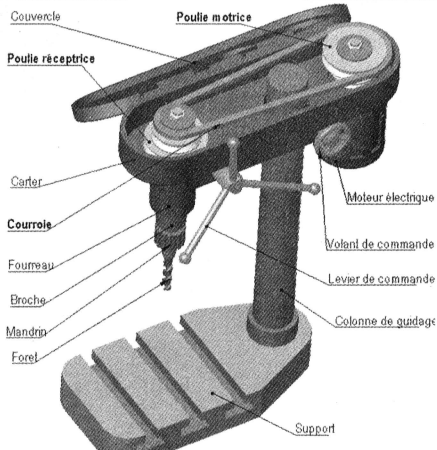
P : La puissance P (en watt)

Rendement η (sans unité)

$$\eta = \frac{\text{Puissance de sortie}}{\text{Puissance d'entrée}} = \frac{P_2}{P_1}$$

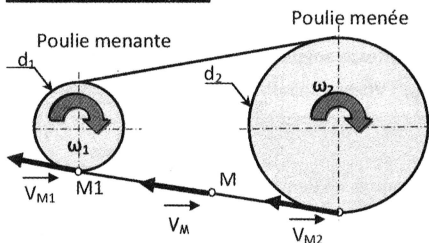
RAPPELS:

Transmission de puissance par poulies-courroie



Exemple : Perceuse sensitive

Etude cinématique :

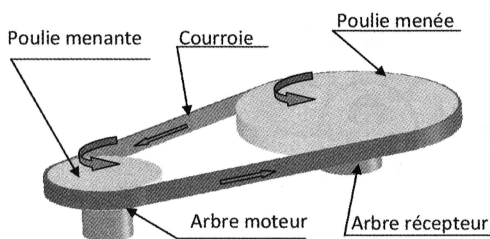


Rapport de transmission r :

Hypothèse : les glissements de la courroie sur les poulies sont négligés.

$$\Rightarrow \vec{V}_M = \vec{V}_{M1} = \vec{V}_{M2}$$

Transmettre par adhérence, à l'aide d'un lien flexible « courroie », un mouvement de rotation continu entre deux arbres éloignés.



$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot N_1}{60}$$

$$V_{M1} = R_1 \cdot \omega_1$$

$$\omega_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot N_2}{60}$$

$$V_{M2} = R_2 \cdot \omega_2$$

N : Vitesse de rotation de la poulie (en tr/min)

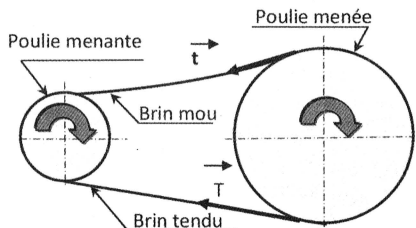
ω : Vitesse angulaire de la poulie (en rad/s)

$\vec{V}_M$: Vitesse linéaire d'un point M (en m/s)

Le rapport de transmission (r) est égal : $r = \frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1}{d_2}$

Le rapport des vitesses est égal au rapport inverse des diamètres

Etude Energétique :



Rendement η (sans unité)

$$C_1 = F \cdot R_1$$

$$P_1 = C_1 \cdot \omega_1$$

$$C_2 = F \cdot R_2$$

$$P_2 = C_2 \cdot \omega_1$$

$F = T - t$: la force d'entraînement de la poulie

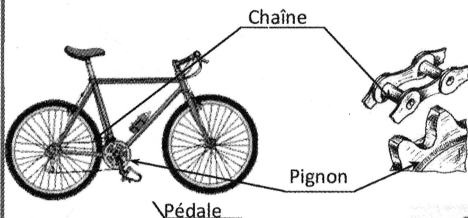
C : Le couple transmissible C (en Nm):

P : La puissance P (en watt)

$$\eta = \frac{\text{Puissance de sortie}}{\text{Puissance d'entrée}} = \frac{P_2}{P_1}$$

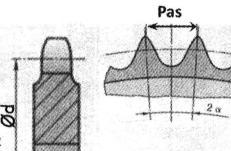
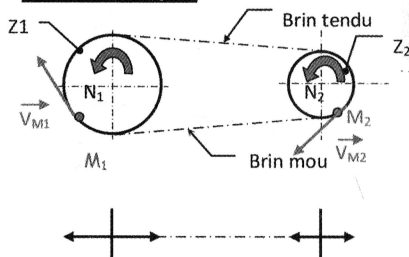
RAPPEL :

Transmission de puissance par pignons-chaîne



Transmettre par obstacle, à l'aide d'un lien articulé « chaîne », un mouvement de rotation continu entre une roue dentée menante et une roue dentée menée sans contact entre elles.

Etude cinématique :



P : Pas de la chaîne

Angle au centre : $2\alpha = \frac{360}{Z}$

Z : Nombre de dents du pignon

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot N_1}{60}$$

$$V_{M1} = R_1 \cdot \omega_1$$

$$\omega_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot N_2}{60}$$

$$V_{M2} = R_2 \cdot \omega_2$$

N : Vitesse de rotation du pignon (en tr/min)

ω : Vitesse angulaire du pignon (en rad/s)

$\vec{V}_M$: Vitesse linéaire d'un point M (en m/s)

Rapport de transmission r :

Le rapport de transmission (r) est égal : $r = \frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$

Le rapport des vitesses est égal au rapport inverse des nombres de dents

Z1 : nombre de dents de la roue dentée menante.

Z2 : nombre de dents de la roue dentée menée.

Etude Energétique :

En marche, on a une tension $\vec{T}$ sur le brin

tendu et une tension $\vec{t}$ sur le brin mou tel

que : $T + t = 2T_0$

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

Rendement η (sans unité)

$$C_1 = F \cdot R_1$$

$$P_1 = C_1 \cdot \omega_1$$

$$C_2 = F \cdot R_2$$

$$P_2 = C_2 \cdot \omega_2$$

$F = T - t$: la force d'entraînement de la poulie

C : Le couple transmissible C (en Nm)

P : La puissance P (en watt)

■ Les chaînes à rouleaux sont les plus utilisées en transmission de puissance. **Vitesse limite : 12 à 15 m/s**

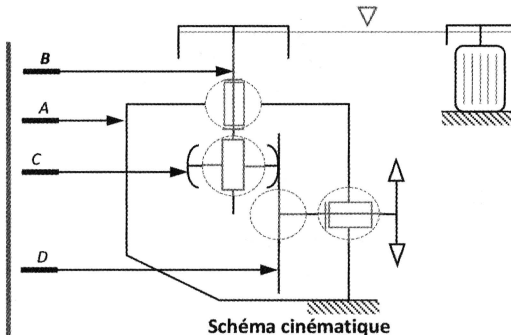
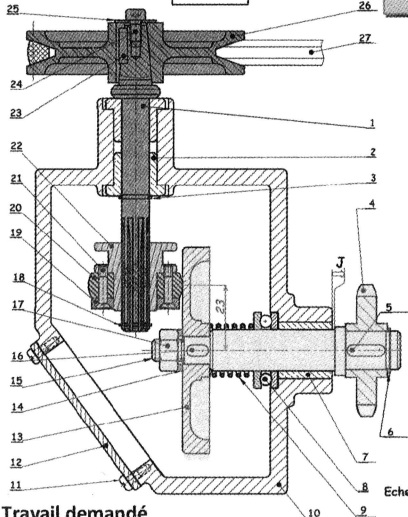
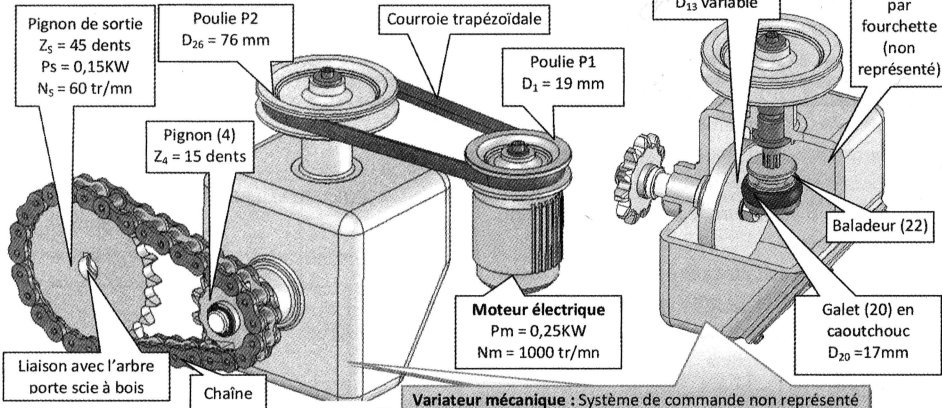
■ Avantages

- Rapport de transmission constant puisque la transmission se fait par obstacles.
- Les chaînes sont plus résistantes que les courroies et conviennent pour la transmission d'efforts importants à des faibles vitesses
- Pas de tension de pose

■ Inconvénients par rapport aux Poulies

- Plus bruyantes
- Vitesses de rotation plus faibles
- Lubrification nécessaire.

Application N°1 : Mécanisme de commande d'une scie à bois



Travail demandé

1) Compléter le diagramme FAST suivant en précisant la fonction ou le processeur associé à chaque fonction :

Fonction	processeur
Guider l'arbre (1) en rotation par rapport au corps (10)	Coussinets (2)
Guider le baladeur (22) en translation par rapport à l'arbre (1)	Cannelures
Transmettre le mouvement entre l'arbre (1) et l'arbre (15)	Galet (20) et plateau (13)
Créer l'effort presseur nécessaire à l'adhérence entre le galet (20) et le plateau (13)	Ressort (9)
Supporter la charge axiale sur l'arbre (15) et éviter la torsion du ressort (9)	Butée à billes

2) Calculer la vitesse de sortie pour la position du baladeur (22) (à 23 mm de l'axe (15)) :

$$r = \frac{N_s}{N_m} = \frac{D_1 \cdot D_{20} \cdot Z_4}{D_{26} \cdot D_{13} \cdot Z_5} \Rightarrow N_s = N_m \cdot \frac{D_1 \cdot D_{20} \cdot Z_4}{D_{26} \cdot D_{13} \cdot Z_5} = 1000 \cdot \frac{19 \cdot 17 \cdot 15}{76 \cdot 23 \cdot 45} = 61,58 \text{ tr/min}$$

1) But :

La **cotation** a pour but de définir les dimensions d'une pièce (**cotes fonctionnelles**), ainsi que les variations possibles pour ces grandeurs tout en garantissant le bon fonctionnement de la pièce dans son mécanisme. Il est donc nécessaire de **tracer des chaînes de cotes relatives aux conditions fonctionnelles**.

2) Mise en évidence des cotes conditions fonctionnelles :

- Sur le dessin d'ensemble, aucun jeu n'est représenté, ce qui multiplie les surfaces de contact. Cela est matériellement impossible à réaliser. D'autre part, le fonctionnement sera impossible.
- La pièce (3) doit être liée à la table sans aucun degré de liberté. La mise en position est assurée par les surfaces conjuguées de l'écrou en Tê avec la table de la machine.

Le maintien en position est assuré par vissage de la vis (6) dans l'écrou à Tê (9)

- La mise en position correcte et les possibilités de montage de l'écrou dans la rainure imposent les conditions suivantes :

$$0,004 \leq JA \leq 0,035 \quad \text{et} \quad JB = 1 \pm 0,5$$

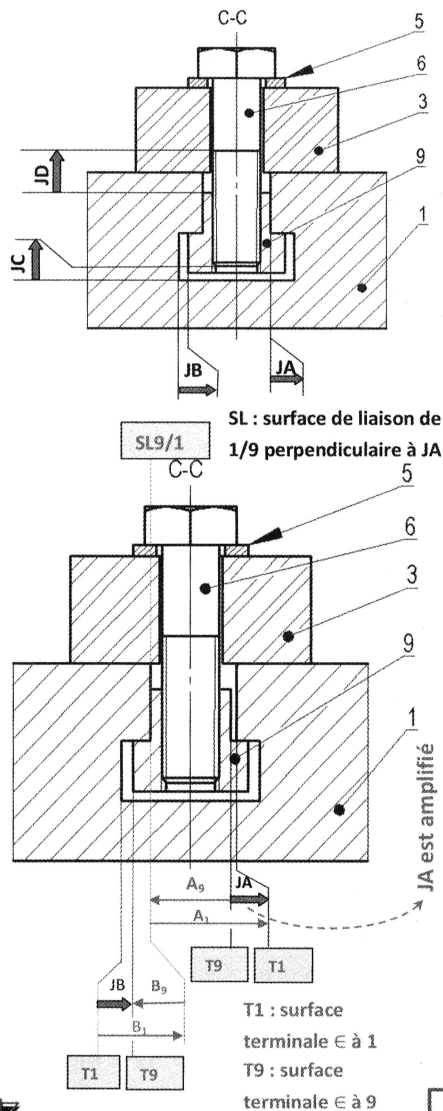
- Le jeu **JA** a une valeur nominale de **0,1mm**, n'est pas représenté sur le dessin d'ensemble par contre le jeu **JB** est un espacement de valeur nominale de **1mm** puisque l'écrou ne peut pas prendre appui sur deux surfaces parallèles (éviter toujours les doubles portées)

- Pour des raisons de certitude de serrage par la vis (6) deux autres conditions s'imposent. **JC et JD**

JC : réserve de taraudage ; **JD** : réserve de filetage

3) Tracé des chaînes :

- Partir de l'origine de la cote condition (surface T9). Cette origine touche une pièce: coter cette pièce jusqu'à la surface de liaison (SL) en contact avec une autre pièce.
- Coter cette autre pièce jusqu'à ce que l'extrémité de la dernière cote touche la surface terminale en contact avec l'extrémité de la cote condition (surface T1).
- Repérer les cotes au fur et à mesure (A_1 pour la pièce 1, A_9 pour la pièce 9 etc....)



4) Calculs des cotes fonctionnelles :

■ Equation donnant l'équation nominale :

$$J_A = A_1 - A_9 \quad (1)$$

■ Equations des tolérances : L'équation (2) - l'équation (3) donne : $IT J_A = IT A_1 + IT A_9 \quad (4)$

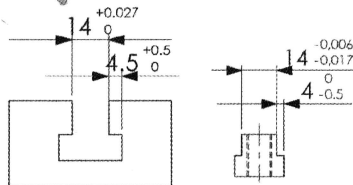
■ Règle générale :

L'intervalle de tolérance de la cote condition est égal à la somme des intervalles de tolérances des côtes fonctionnelles.

■ Synthèse :

La dernière étape consiste à calculer toutes les côtes fonctionnelles intervenant dans une chaîne.

$$IT_{Condition} = \sum IT_{Cotes}$$



5) Les Ajustements :

On parle d'ajustement lorsque l'on assemble un arbre et un alésage de même cote nominale.

■ L'écrou (9) est considéré comme un arbre de cote

normalisée : **14 g6** ($14_{-0,017}^{-0,006}$: Cote chiffrée)

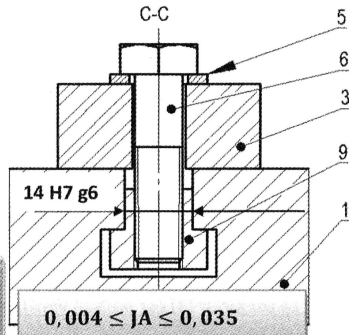
■ La table (1) est considérée comme un alésage de cote

normalisée : **14 H7** ($14_{0}^{+0,018}$: Cote chiffrée)

■ Calculs des jeux :

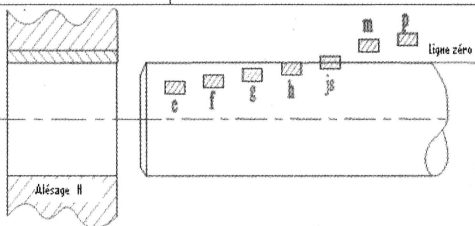
$$\text{Jeu Maxi} = \text{Alésage Maxi} - \text{arbre mini} = 14,018 - 13,973 = 0,035$$

$$\text{Jeu mini} = \text{Alésage mini} - \text{arbre maxi} = 14 - 13,994 = 0,004$$



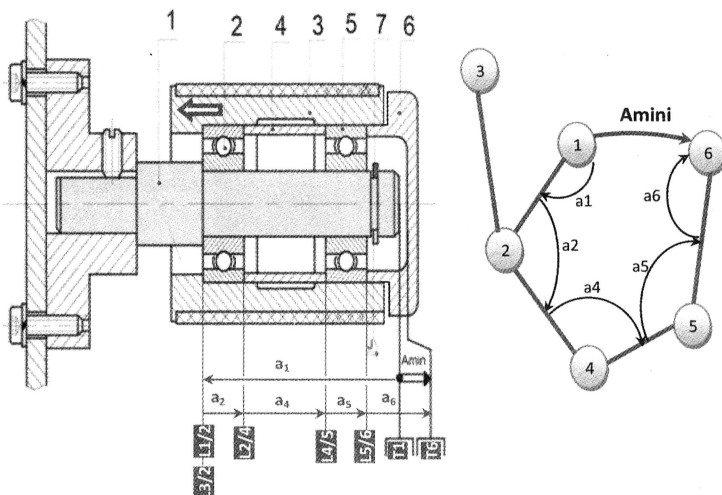
6) Quelques ajustements recommandés :

Ajustement	Nature de l'ajustement	Fonction	Remarque
H7 f7	Avec jeu moyen	Guider en rotation ou en translation	Bon graissage assuré
H7 g6	Avec jeu faible	Guider un mouvement de faible amplitude	Bon graissage assuré
H7 h6	Très ajusté	Centrer et positionner sans transmettre les efforts	Montage à la main
H7 m6	Peu serré	Centrer et positionner sans transmettre les efforts	Montage au maillet
H7 p6	Fortement serré	Transmettre les efforts	Montage à la presse

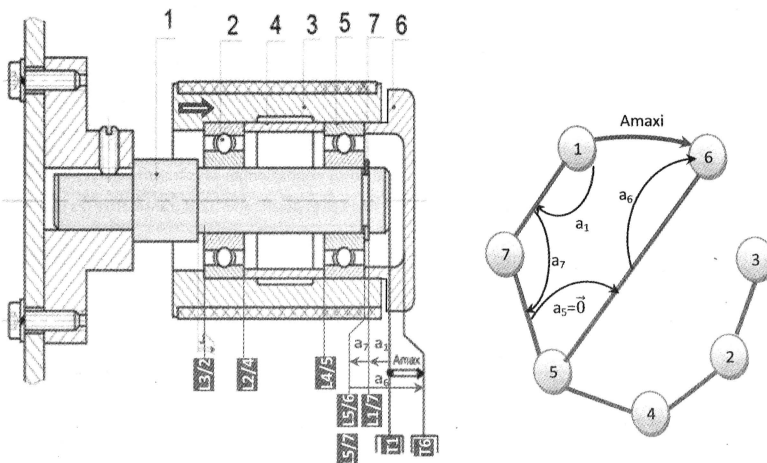


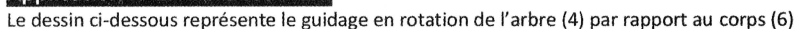
6) Chaînes dépendantes :

- Le dessin ci-dessous représente le guidage en rotation du tambour (3) par deux roulements à billes de type BC (2) et (5). **Le jeu J** amplifié représente une condition pour éviter les contraintes dues aux tolérances de fabrications ou à la dilatation l'ensemble tournant.
- La condition A** est un jeu pour éviter le frottement entre le couvercle tournant (6) et l'arbre fixe (1). Cette condition est influencée par la condition J. **La condition A dépend de la condition (J)**
- Le tambour (3) est poussé vers la gauche, le jeu A est à sa position minimale : (Amini)**



- Le tambour (3) est poussé vers la droite. Le jeu A est à sa position maximale: (Amaxi)**





Application N°3 : Broche d'une perceuse

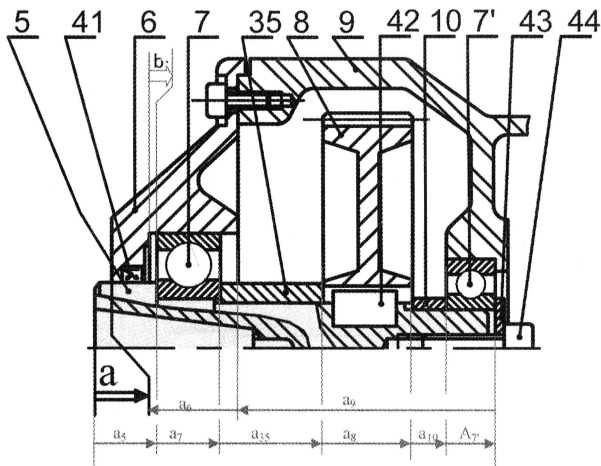
Le dessin ci-dessous représente le guidage en rotation de la broche (5) par deux roulements à une rangée de billes (7) et (7').

Travail demandé:

1) La côte condition « a » est-elle représentée en maxi ou en mini ? Justifier.

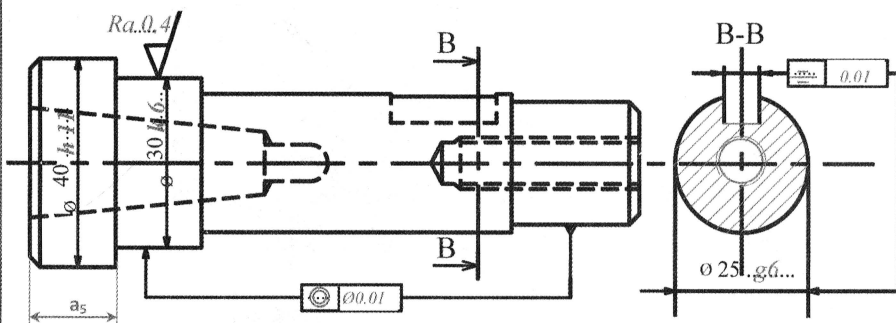
a est mini puisque l'arbre est poussé vers la droite (a dépend de b)

2) Tracer la chaîne de côte installant cette condition « a »



3) On donne le dessin de définition ci-dessous de la broche (5). On demande :

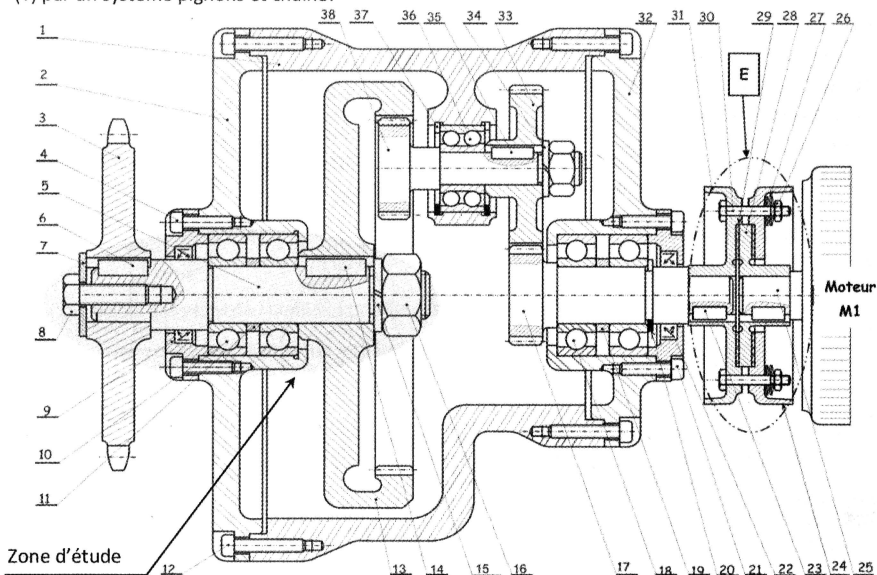
- d'indiquer la côte fonctionnelle relative à la côte condition « a ».
- de compléter les conditions géométriques demandées.
- de préciser les tolérances dimensionnelles demandées sur l'arbre (5).
- de préciser l'état de surface indiqué sur le dessin.
- de compléter la section sortie B-B.



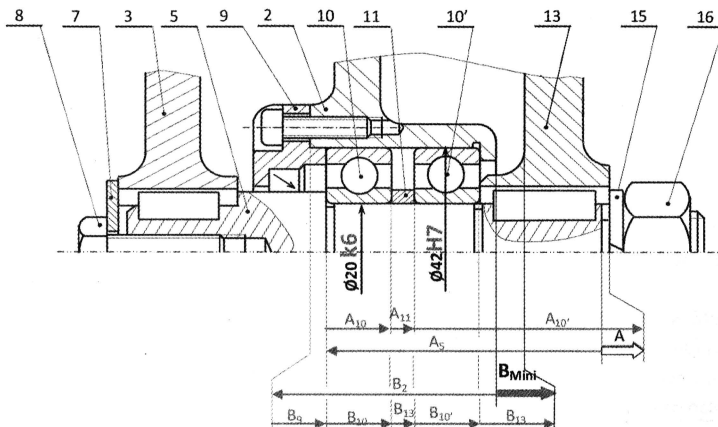
Application N°4 : Guidage d'un arbre

Le dessin représente un réducteur de vitesse. L'arbre moteur est accouplé à l'arbre d'entrée d'un réducteur composé d'un train d'engrenages (17, 33, 38 et 13)

Le mouvement de rotation de l'arbre de sortie (5) du réducteur est transmis au tambour moteur du tapis (T) par un système pignons et chaîne.

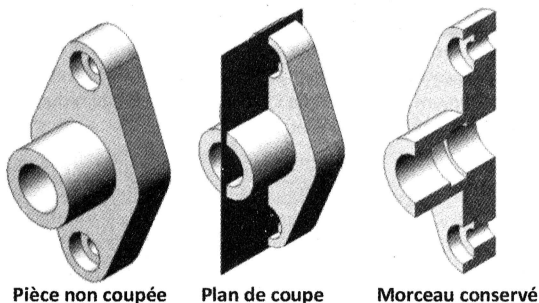
**Travail demandé :**

- 1) Tracer les chaînes de cotes installant les conditions A et B_{Mini}.
- 2) Compléter l'indication des ajustements pour le montage des roulements.

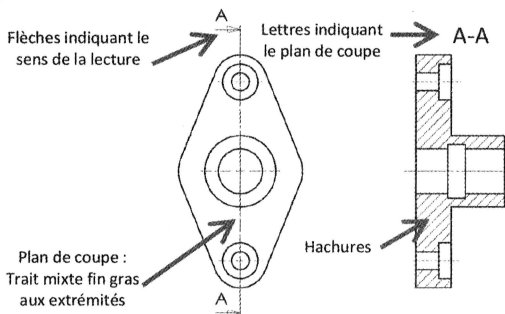


1) Les coupes simples :

L'objet est coupé. Les morceaux sont séparés. Le plus représentatif est choisi. L'observateur, le regard tourné vers le plan coupé, dessine l'ensemble du morceau suivant les règles habituelles. L'intérieur, devenu clairement visible, apparaît en trait fort. Les zones « découpées » sont recouvertes de hachures.



- Les hachures ne traversent jamais un trait continu fort.
- Les hachures ne s'arrêtent jamais sur un trait interrompu fin.
- On ne coupe jamais des pièces pleines de révolution telles que : arbres, vis, écrou, clavettes, rivets, billes ou roues dentées...



2) Les sections :

Une section représente, exclusivement, la partie de l'objet située dans le plan de coupe.

■ Sections sorties :

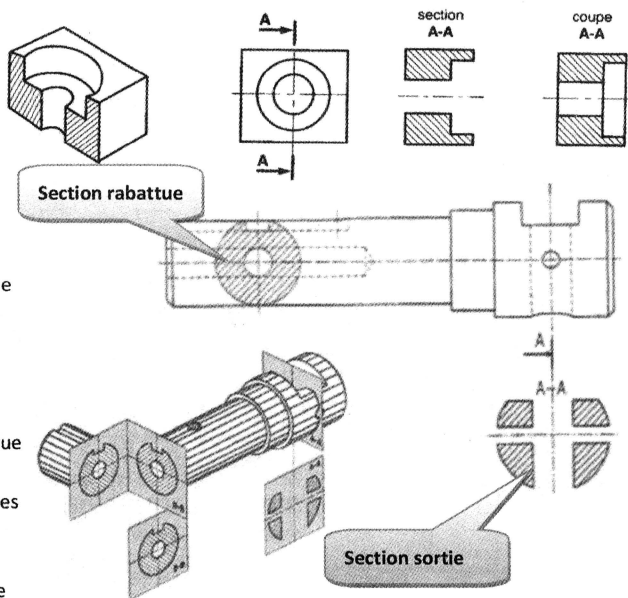
Elles sont dessinées le plus souvent sur l'axe du plan de coupe, si la place le permet. L'inscription du plan de coupe peut être supprimée.

■ Sections rabattues :

Dessinées complètement en traits fins, ces sections sont dessinées directement sur la vue usuelle.

Par soucis de clarté, les formes apparaissant sous la section rabattue sont supprimées.

L'indication du plan de coupe est généralement inutile.

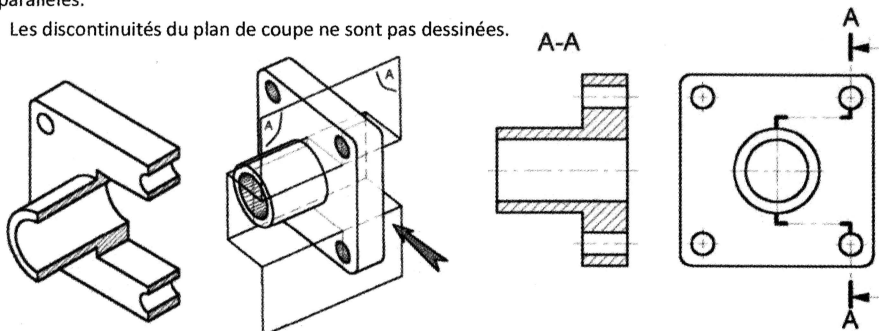


3) Les coupes particulières :

■ Coupes par plans parallèles :

C'est une représentation qui permet de montrer les formes intérieures d'une pièce situées dans des plans parallèles.

Les discontinuités du plan de coupe ne sont pas dessinées.



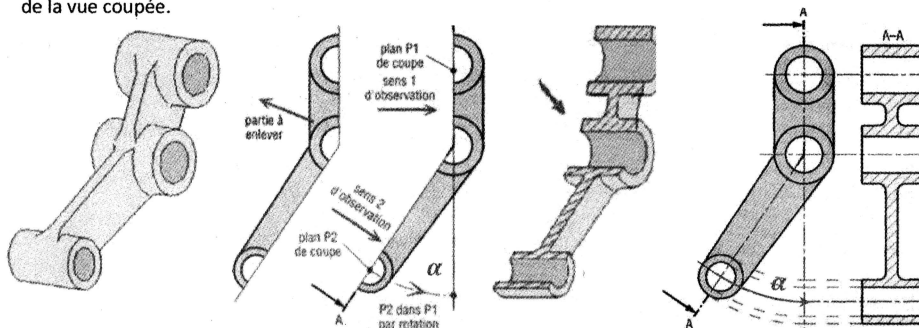
- Les tracés des plans de coupe sont renforcés à chaque changement de direction.

- La vue en coupe A-A représente les plans de coupe comme s'ils avaient été mis dans le prolongement les uns des autres.

■ Coupes par plans sécants :

Utiliser une coupe composée de 2 demi-plans de coupe sécants.

À l'aide d'une rotation d'angle α le plan de coupe est ramené dans le prolongement du plan de projection de la vue coupée.

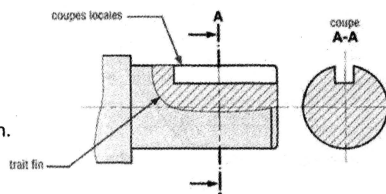


- Les tracés des plans de coupe sont renforcés au changement de direction des plans de coupe.

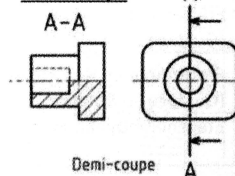
- Le plan de coupe oblique est amené par rotation d'angle α dans le prolongement de l'autre.

■ Coupe locale :

Elles permettent de mettre en évidence un détail, elles sont délimitées par un trait fin.



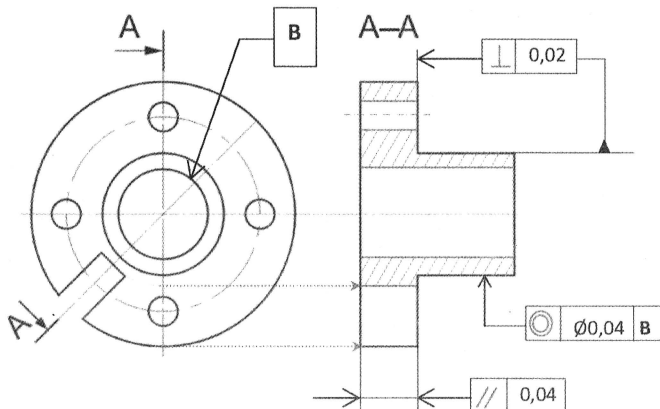
■ Demi-coupe



Application N° 1:

Compléter la vue en coupe A-A

Compléter l'indication des conditions géométriques.

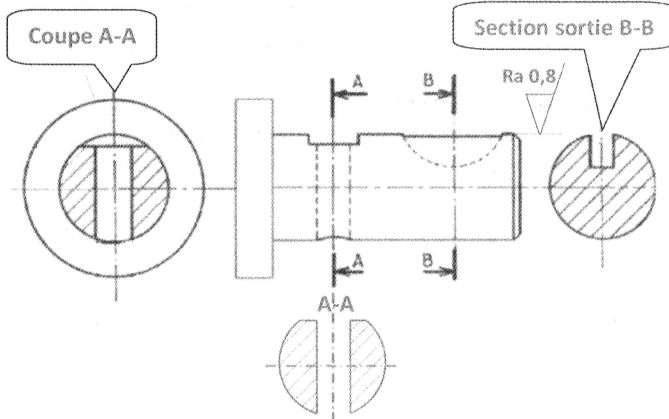
**Application N° 2:**

Donner le nom du dessin à droite :

Donner le nom du dessin à gauche :

Dessiner la section sortie A-A.

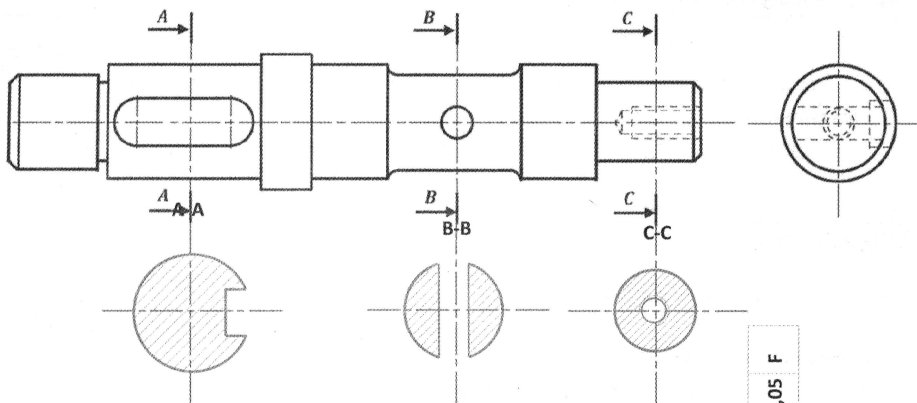
Indiquer la rugosité de la surface.

**Rappel : Valeurs de l'état de surface suivant la fonction de la surface**

Fonction de la surface	Exemple d'application	Ra (μm)
Assemblage fixe avec contrainte	Portées des coussinets	1,6
	Portées des roulements	0,8
Frottement de Glissement (Guidage en Translation)	Coussinet - Portées d'arbres	0,8
Frottement de Roulement (Guidage en Rotation)	Galets de roulement	0,4
Étanchéité Dynamique	Portées pour joints toriques	0,4
	Portées pour joints à lèvres	0,3

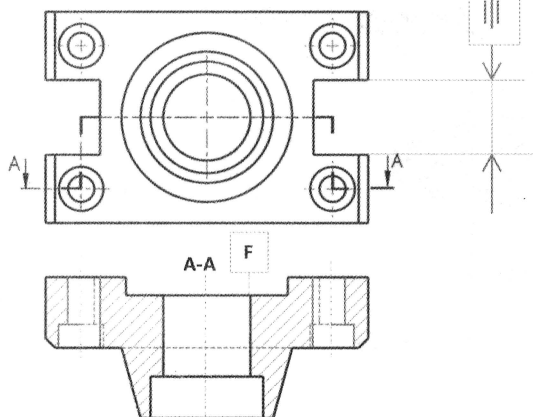
Application N° 3:

Dessiner les sections sorties A-A , B-B et C-C

**Application N° 4:**

Compléter la vue en coupe A-A.

Compléter l'indication de la tolérance géométrique.

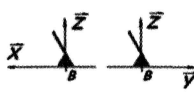
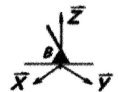
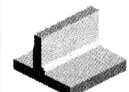
**Rappel : Symboles des tolérances géométriques :**

Tolérance de forme	Symbole	Tolérance de position	Symbole
Planéité d'une surface		Perpendicularité	
Rectitude d'un axe - d'une ligne		Parallélisme	
Cylindricité d'un cylindre		Coaxialité ou concentricité	
Circularité d'un cylindre - d'un cône		Symétrie	

On s'intéresse à l'assemblage complet (**liaison encastrement**) démontable.

1) Définition :

Une liaison fixe ou encastrement interdit tous les degrés de liberté :

Liaison encastrement de centre B	Représentation plane	Représentation spatiale	Degrés de liberté		Visualisation
			Translation	Rotation	
			0	0	
			0	0	
			0	0	

2) Généralités :

Une liaison encastrement s'effectue en **2 étapes** :

① La mise en position (M.I.P)

② Le maintien en position (M.A.P)

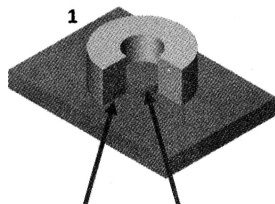
■ La mise en position (M.I.P)

La mise en position s'établit par **mise en contact des surfaces de liaison**.

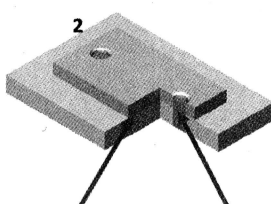
On distingue **3 principaux types** de mise en position :

Surface plane prépondérante

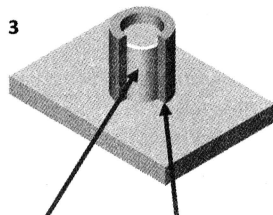
Surface cylindrique prépondérante



Appui plan + centrage court



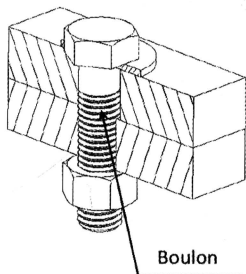
Appui plan + pions de positionnement



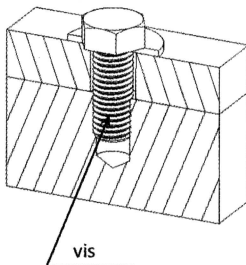
Centrage long + butée

■ Le maintien en position (M.A.P)

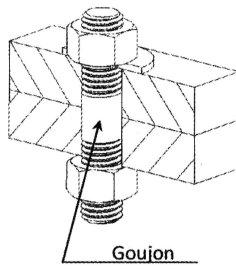
Solutions constructives du (M.A.P) démontable.



Boulon



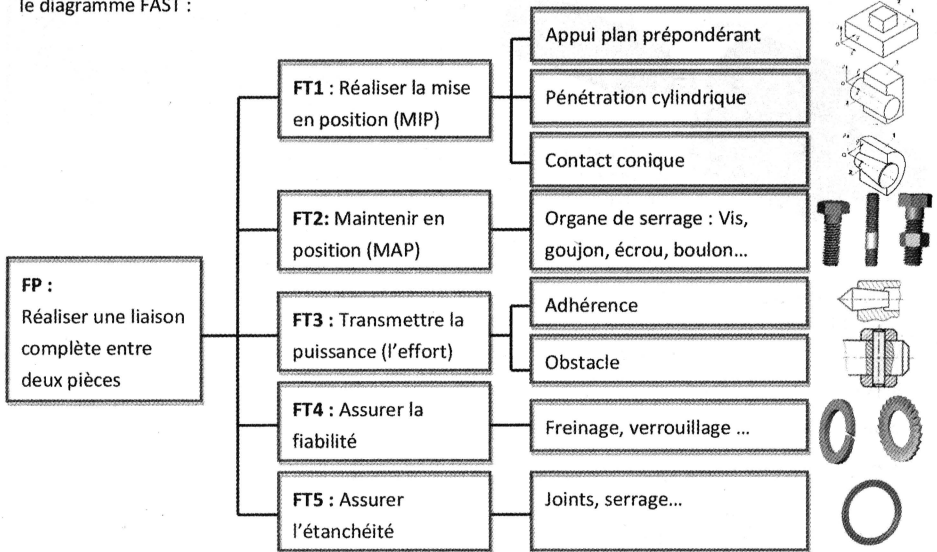
vis



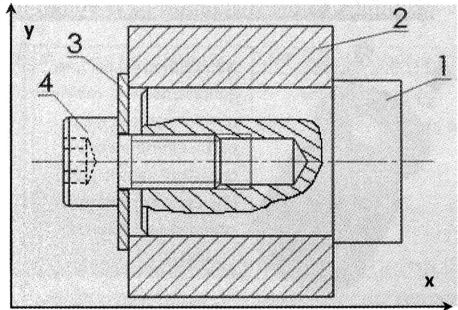
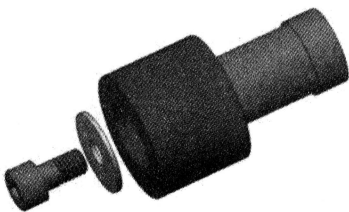
Goujon

4) Fonction à assurer :

Les fonctions techniques associées à la **FONCTION ASSEMBLAGE** peuvent être développées en utilisant le diagramme FAST :

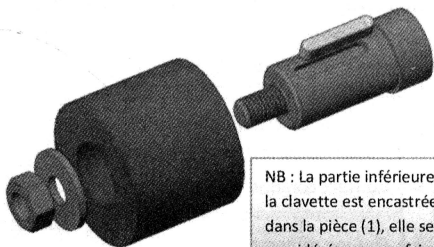


Exemple 1 : Encastrement de 2/1 par adhérence

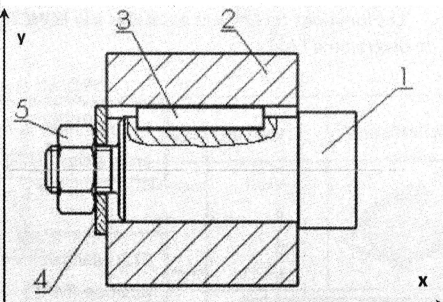


Caractéristiques de la liaison	MIP	Degrés liberté supprimés	Liaison initiale	MAP	Fonction	Liaison finale
Complète Rigide Démontable Non réglable	Centrage long Epaulement	2 Rotations (Ry, Rz) 2 Translations (Ty, Tz) 1 Translation (Tx)	Pivot	Vis (4) et Rondelle (3)	Le serrage de la vis (4) empêche la rotation de 2/1 par adhérence	Encastrement

Exemple 2 : Encastrement de 2/1 par obstacle



NB : La partie inférieure de la clavette est encastrée dans la pièce (1), elle sera considérée comme faisant partie de celle-ci.

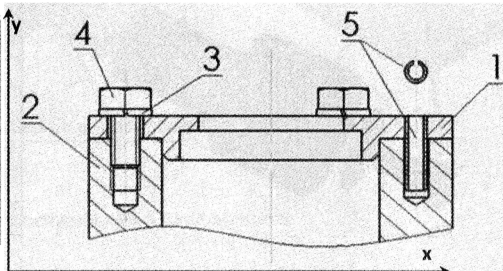


Caractéristiques de la liaison	MIP	Degrés liberté supprimés	Liaison initiale	MAP	Fonction	Liaison finale
Complète	Centrage long	2 Rotations (R_y , R_z) 2 Translations (T_y , T_z)	Encastrement	Ecrou (5) et Rondelle (4)	Le serrage de l'écrou (5) provoque un maintien de l'ensemble par adhérence	Encastrement
Rigide	Epaulement	1 Translation (T_x)				
Démontable	Clavette	1 Rotation (R_x)				
Non réglable						

Exemple 4 : Encastrement de 1/2 par adhérence



NB : Le pion (5) est une goupille de positionnement, sa partie inférieure est encastrée dans la pièce (1), il sera considéré comme faisant partie de celle-ci.



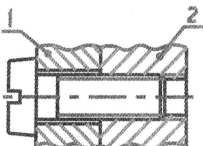
Caractéristiques de la liaison	(MIP)	Degrés liberté supprimés	Liaison initiale	(MAP)	Fonction	Liaison finale
Complète	Centrage court	2 Translations (T_x , T_z)	Encastrement	Trois vis (4) Trois rondelles (3)	Le serrage des vis (4) provoque un maintien de l'ensemble par adhérence.	Encastrement
Rigide	Appui plan	1 Translation (T_y) 2 Rotations (R_x , R_z)				
Démontable	Goupille de positionnement	1 Rotation (R_x)				
Non réglable						

Application N°1 : Qualification d'une liaison

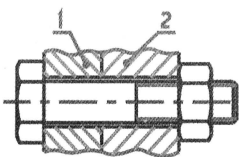
Pour chacun des assemblages suivants :

-Déterminer dans la colonne qualification, le type de liaison encastrement (exemple : liaison encastrement démontable par adhérence...

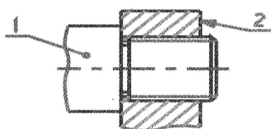
-Compléter le tableau avec les types de surfaces qui mettent en position les deux pièces à assembler, ainsi que le ou les solutions employées pour le maintien en position.



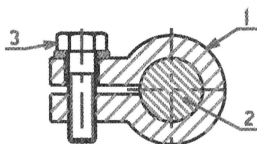
Qualification	MIP pièce (1)/pièce (2)	MAP pièce (1)/pièce (2)
<i>Liaison complète démontable par adhérence</i>	<i>Surface plane</i>	<i>Vis à tête cylindrique</i>



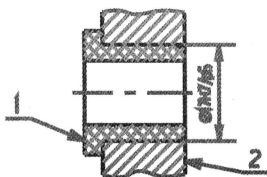
Qualification	MIP pièce (1)/pièce (2)	MAP pièce (1)/pièce (2)
<i>Liaison complète démontable par adhérence</i>	<i>Surface plane</i>	<i>Boulon (vis et écrou)</i>



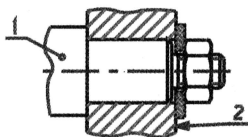
Qualification	MIP pièce (1)/pièce (2)	MAP pièce (1)/pièce (2)
<i>Liaison complète démontable par adhérence</i>	<i>Surface hélicoïdale</i> <i>Surface plane</i>	<i>Vissage</i>



Qualification	MIP pièce (1)/pièce (2)	MAP pièce (1)/pièce (2)
<i>Liaison complète démontable par adhérence</i>	<i>Surface cylindrique</i> <i>Surface plane</i>	<i>Adhérence par pincement à l'aide de la vis H</i>



Qualification	MIP pièce (1)/pièce (2)	MAP pièce (1)/pièce (2)
<i>Liaison complète indémontable par adhérence</i>	<i>Surface cylindrique</i> <i>Surface plane</i>	<i>Adhérence par serrage</i>



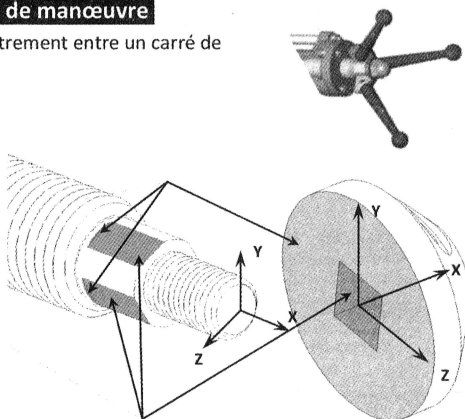
Qualification	MIP pièce (1)/pièce (2)	MAP pièce (1)/pièce (2)
<i>Liaison complète démontable par adhérence</i>	<i>Surface cylindrique</i> <i>Surface plane</i>	<i>Écrou + rondelle</i>

Application N°2 : Encastrement d'un carré de manœuvre

La figure ci-contre représente la liaison encastrement entre un carré de manœuvre (5) et une vis de transmission (3).

Travail demandé:

- 1) Identifier les surfaces fonctionnelles de mise en position axiale entre le carré de manœuvre et la vis de manœuvre en les coloriant en gris sur les dessins ci-contre.
- 2) Identifier les surfaces fonctionnelles de mise en position radiale entre le carré de manœuvre et la vis de manœuvre en les coloriant en bleu
- 3) Compléter le tableau suivant en indiquant pour chacune des surfaces de contact les mobilités enlevées.



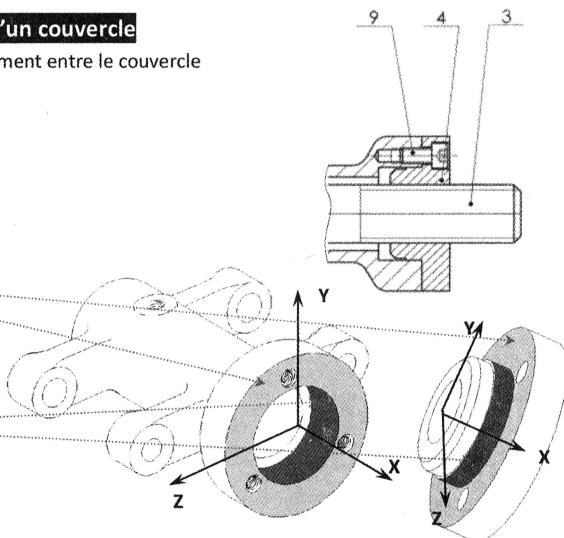
Surfaces de mise en position ou liaison	Nature de la surface	Degrés de libertés supprimées
<i>glissière d'axe $\vec{x}$</i>	<i>Prismatique</i>	<i>5 : T_y, T_z, R_x, R_y, R_z</i>
<i>Ponctuelle de normale $\vec{x}$</i>	<i>Plane (petit plan)</i>	<i>1 : T_x</i>

Application N°2 : Encastrement d'un couvercle

Le dessin représente la liaison encastrement entre le couvercle taraudé (4) et le corps (1).

Travail demandé:

- 1) Identifier les surfaces fonctionnelles de mise en position axiale entre le couvercle (4) et le corps (1) en les coloriant en jaune sur les dessins ci-contre.
- 2) Identifier les surfaces fonctionnelles de mise en position radiale entre le couvercle (4) et le corps (1) en les coloriant en bleu
- 3) Compléter le tableau suivant en indiquant pour chacune des surfaces de contact les mobilités enlevées.

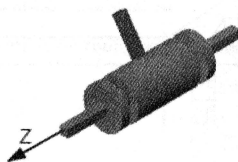
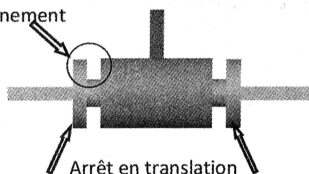


Surfaces de mise en position ou liaison	Nature de la surface	Degrés de libertés supprimées
<i>Linéaire annulaire d'axe $\vec{x}$</i>	<i>Cylindrique court ($L/D < 1,5$)</i>	<i>2 : T_z et T_y</i>
<i>Appui plan de normale $\vec{x}$</i>	<i>Plane</i>	<i>3 : T_x, R_y, R_z</i>

1) Généralité :

La liaison pivot permet de réaliser un guidage en **rotation** entre une **partie tournante** et une **partie fixe**.

Jeu de fonctionnement



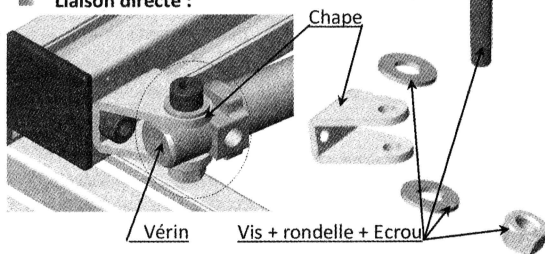
Degré de liberté

T	R
0	0
0	0
0	Rz

Technologiquement, il suffit de concevoir un mécanisme qui permette un degré de liberté en **ROTATION** et qui interdit les degrés de liberté en **TRANSLATION**.

2) Conceptions possibles :

■ Liaison directe :



Les éléments du mécanisme sont en contact direct.

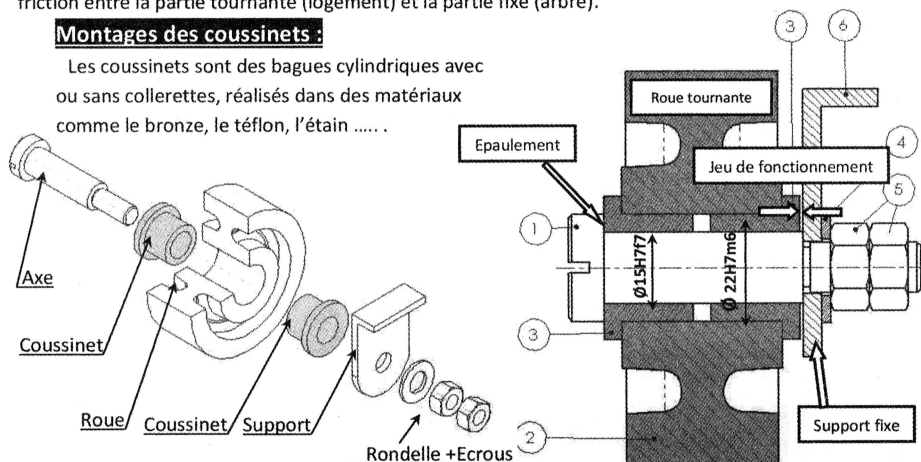
L'articulation du vérin sur la chape se fait par l'intermédiaire d'une vis CHC associée à deux rondelles et un écrou qui joue le rôle de l'axe autour duquel s'effectue la rotation. Les oreilles de la chape interdisent la translation du vérin sur l'axe.

■ Liaison indirecte :

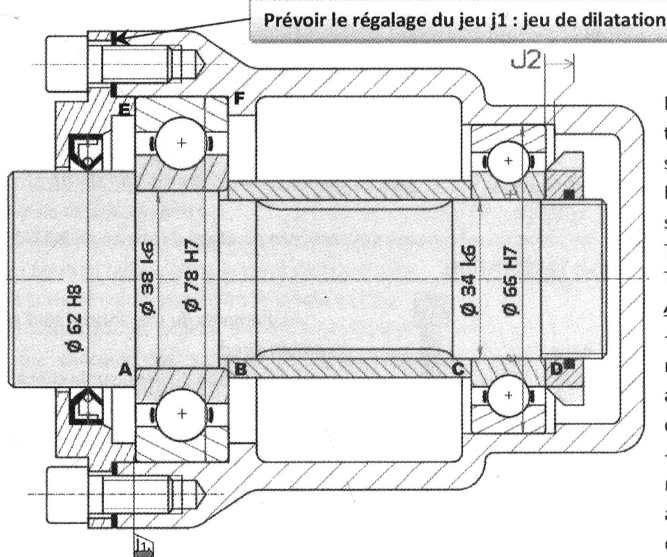
Les éléments du mécanisme ne sont pas directement en contact, des pièces intermédiaires limitent la friction entre la partie tournante (logement) et la partie fixe (arbre).

Montages des coussinets :

Les coussinets sont des bagues cylindriques avec ou sans collerettes, réalisés dans des matériaux comme le bronze, le téflon, l'étain



Afin de limiter les frottements, le coussinet doit être monté serré sur l'alésage, et glissant sur l'arbre.

Montage par roulements type BC :**■ Exemple de montage à arbre tournant****REGLES :**

Les bagues intérieures tournantes sont montées serrées sur l'arbre.

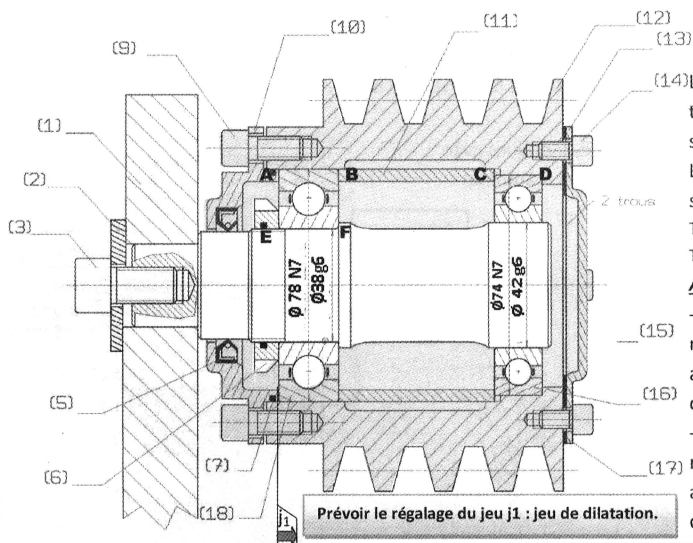
Les bagues extérieures fixes sont montées glissantes.

Tolérance de l'arbre: $\phi... k6$

Tolérance de l'alésage: $\phi... H7$

Arrêts en Translation :

- Les bagues intérieures montées serrées sont arrêtées en translation par quatre obstacles : **A, B, C, D**
- Les bagues extérieures montées glissantes sont arrêtées en translation par deux obstacles : **E et F**

■ Exemple de montage à alésage (moyeu) tournant :**REGLES :**

- (14) Les bagues extérieures tournantes sont montées serrées sur l'alésage.
- Les bagues intérieures fixes sont montées glissantes.

Tolérance de l'arbre: $\phi... g6$

Tolérance de l'alésage: $\phi... N7$

Arrêts en Translation

- Les bagues extérieures montées serrées sont arrêtées en translation par quatre obstacles : **A, B, C, D**
- Les bagues intérieures montées glissantes sont arrêtées en translation par deux obstacles : **E et F**

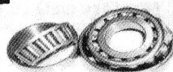
Tolérances pour le montage du joint à lèvres :

Tolérance de l'arbre: $\phi... h11$

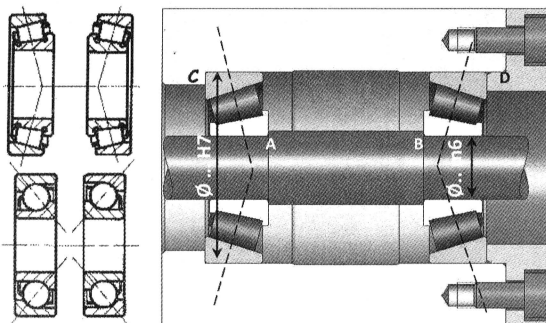
Tolérance de l'Alésage: $\phi... H8$

Montage des roulements à contacts obliques et à rouleaux coniques :

Montage en « X » ou montage direct :



Montage appelé en «X» car les perpendiculaires aux chemins de roulement dessinent un « X »



REGLES :

Ce type de montage est utilisé:

- dans le cas des **arbres tournants** avec organes de transmission (engrenages,...) situés entre les roulements.
- lorsque l'écart entre les deux roulements est faible.

Les bagues intérieures fixes sont montées **SERRES**

Tolérance de l'arbre : **$\phi \dots m6$**

Les bagues extérieures tournantes sont montées **AVEC JEU**

Tolérance de l'alésage : **$\phi \dots H7$**

Arrêts axiaux des bagues :

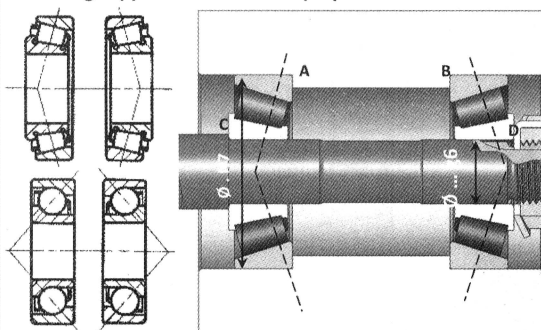
Les bagues intérieures arrêtées sur l'arbre, par les obstacles : **A et B**

Les bagues extérieures arrêtées dans l'alésage par l'obstacle : **C**

Le réglage axial du jeu par : **D**

Montage en « O » ou montage indirect :

Montage appelé en «O» car les perpendiculaires aux chemins de roulement dessinent un « O »



REGLES :

Ce type de montage est à privilégier lorsque:

- les logements sont tournants.
- on recherche une grande rigidité d'ensemble de la liaison.
- l'écart entre les deux roulements est important.

Le réglage du jeu interne est réalisé sur les bagues intérieures.

Les bagues intérieures fixes sont montées **AVEC JEU**

Tolérance de l'arbre : **$\phi \dots g6$**

Les bagues extérieures tournantes sont montées **SERRES**

Tolérance de l'alésage : **$\phi \dots N7$**

Arrêts axiaux des bagues :

Les bagues intérieures arrêtées sur l'arbre, par les obstacles : **C**

Le réglage axial du jeu par : **D**

Les bagues extérieures arrêtées dans l'alésage par l'obstacle : **A et B**

Montage en O : C'est la solution à adopter lorsque la rigidité de l'ensemble de la liaison est recherchée

Les bagues extérieures, tournantes par rapport aux charges, sont montées serrées.

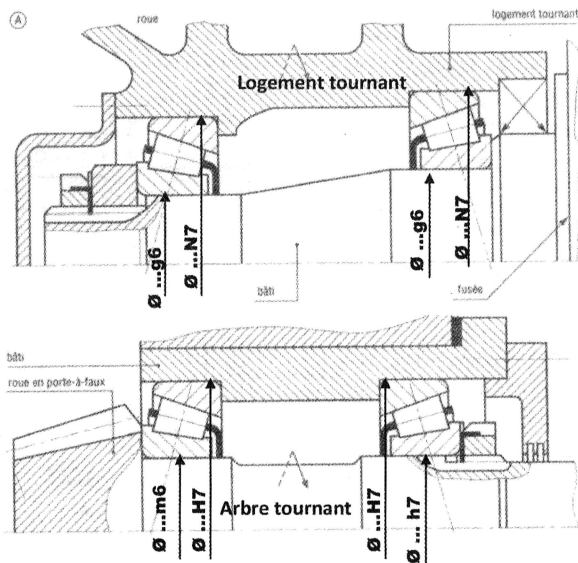
Le réglage est réalisé sur les bagues intérieures qui sont coulissantes.

Le montage en O s'utilise aussi avec les arbres tournants lorsque les organes de transmission sont situés en dehors de la liaison (engrenage en porte à faux) et l'écart entre les deux roulements est important.

La bague intérieure, tournante par rapport aux charges du roulement gauche, est montée serrée.

Le réglage est réalisé sur la bague intérieure du roulement droit qui doit être monté avec jeu.

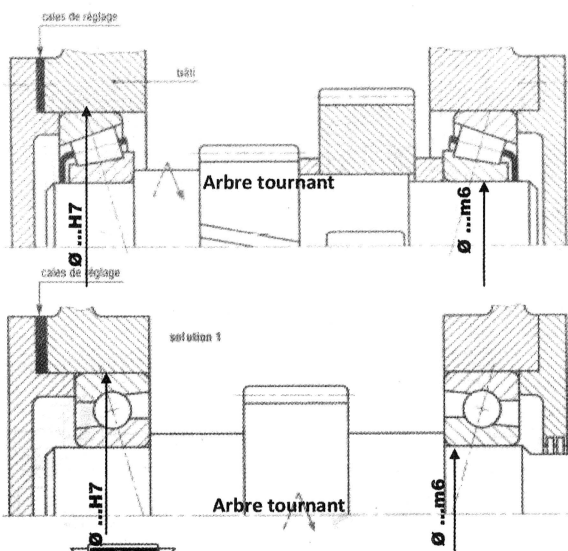
Les bagues extérieures, fixes, sont montées libres.


Montage en X : C'est la solution à adopter lorsque la rigidité de l'ensemble de la liaison est recherchée

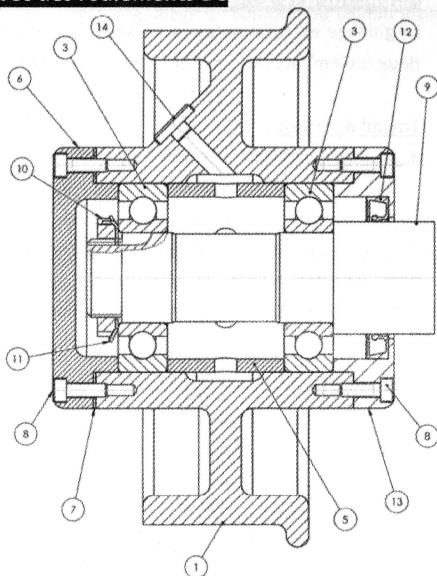
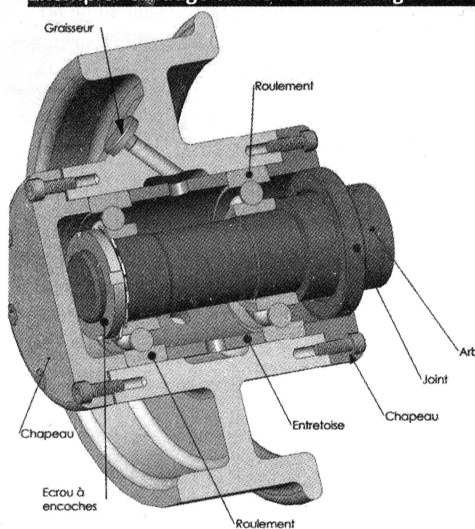
Le montage en X est à préférer dans le cas des arbres tournants avec organes de transmission (Engrenages, etc.) Situés entre les roulements.

Les bagues intérieures, tournantes par rapport aux charges, sont montées serrées et les bagues extérieures montées glissantes.

Le réglage du jeu interne de la liaison est effectué sur les bagues extérieures. Les dilatations de l'arbre ont tendance à charger un peu plus les roulements et à diminuer le jeu interne.



Exemple: Guidage d'une roue de wagonnet avec des roulements BC



Protection des roulements :

Protéger les roulements

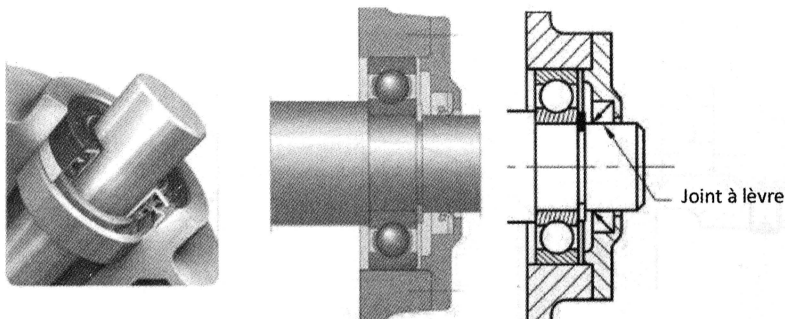
Réduire l'usure.
Eviter la corrosion
Améliorer le fonctionnement

Lubrification :
• Huile
• Graisse

Empêcher les fuites de lubrifiants.
Eviter la pénétration des impuretés

Etanchéité :
• Joints
• Chicane

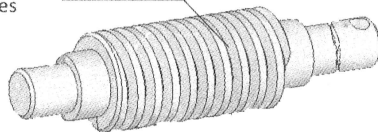
Exemple : Joint à lèvres



Application N°1 : Guidage d'une vis sans fin

Le guidage en rotation de la vis sans fin (1) est réalisé par les deux roulements (Rd) et (Rg) : (Voir ci-dessous).

Vis sans fin (1)

**Travail demandé :**

1) De quel type de roulements s'agit-il ? :

Roulements à une rangée de billes à contact oblique. (Type BT)

2) Justifier le choix de ce type de roulement :

Ces roulements permettent de supporter des charges radiales et axiales importantes

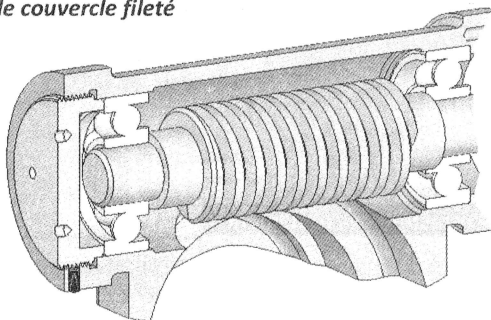
3) Quel type de montage vas-tu choisir ? (mettre une croix) : Montage en «X» ☒ ; Montage en «O» ☐

4) Par quel élément est assuré le réglage du jeu de fonctionnement de ces roulements ?

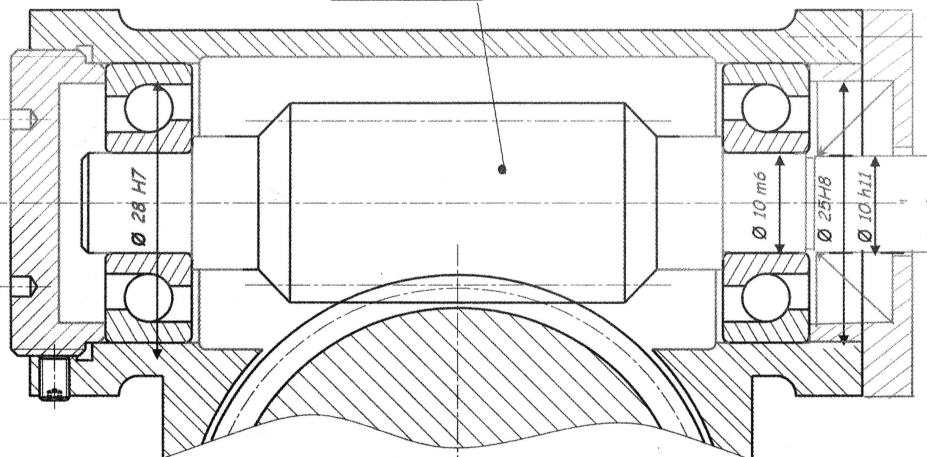
Par le couvercle fileté

5) Compléter le dessin ci-dessous (Echelle 2:1) ; en assurant le guidage de la vis sans fin (1) par les roulements (Rd) et (Rg) et en inscrivant les cotes tolérancées des portées de ces roulements.

6) Assurer l'étanchéité du coté moteur et inscrire les cotes tolérancées des portées du joint.



Vis sans fin (1)



ECHELLE 2:1

Application N°2 : Guidage d'un pignon arbré

On désire utiliser les deux roulements (R1) et (R2) pour assurer le guidage en rotation du pignon arbré (24) (pignon à denture hélicoïdale)

Travail demandé:

1) Quel type de roulement a-t-on choisi ?

Deux roulements à une rangée de billes, à contact oblique.

2) Quel type de montage a-t-on choisi ? (mettre une croix).

3) Justifier ce choix :

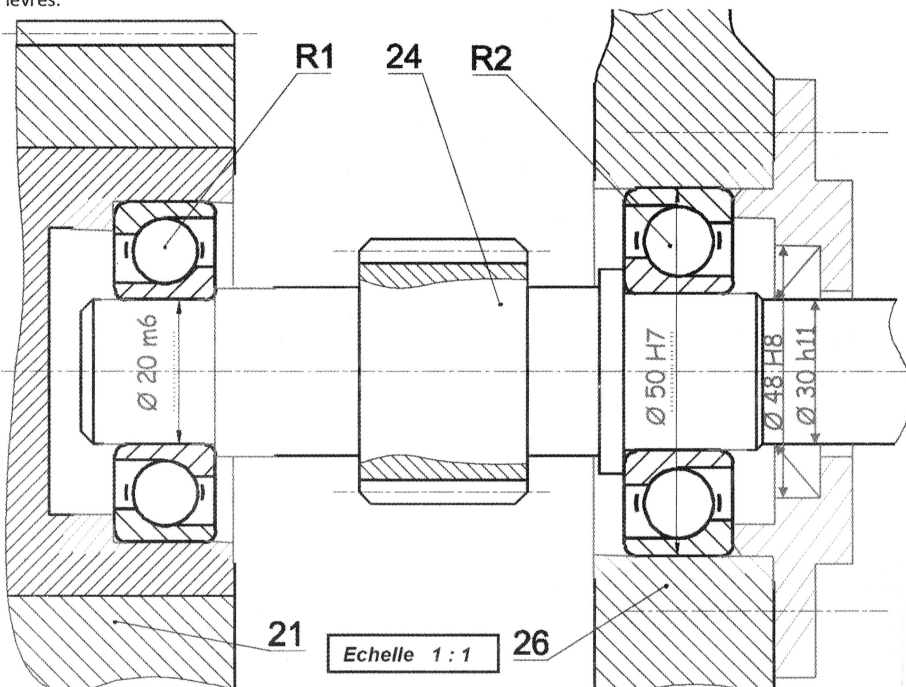
Montage en O

Montage en X

Puisque l'arbre est tournant et le réglage se fait sur la bague extérieure qui est coulissante

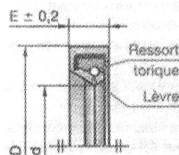
4) Compléter la représentation graphique ci-dessous de la solution adoptée par le bureau d'étude.

5) Prévoir l'étanchéité coté roulement R2 et indiquer les tolérances des portées des roulements et du joint à lèvres.



Joint à lèvres pour arbre tournant :

d	D	E	d	D	E	d	D	E	d	D	E
8	22	8	15	30	8	22	40	8	42	60	12
9	25	8	17	35	8	25	42	8	45	62	12
10	25	8	18	35	8	28	45	8	48	68	12
12	28	8	20	38	8	30	48	8	50	72	12



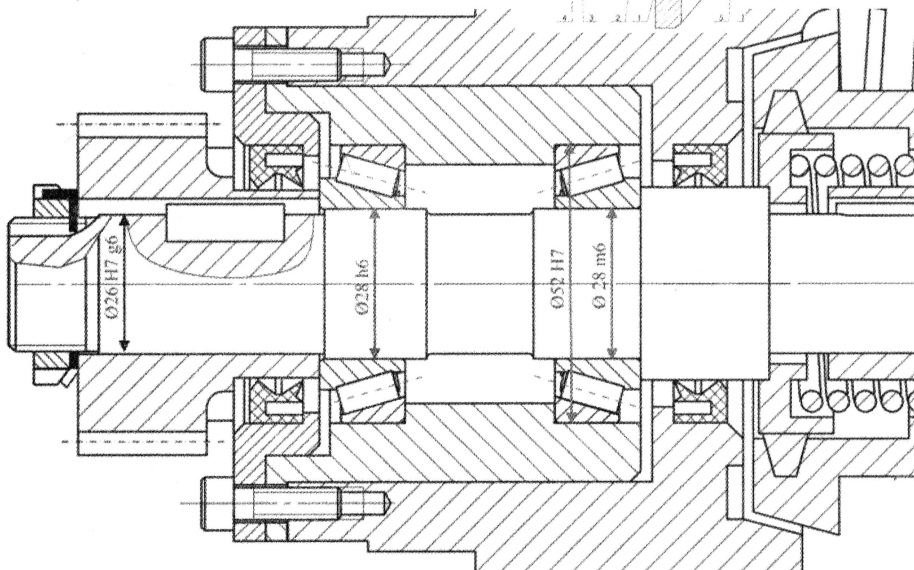
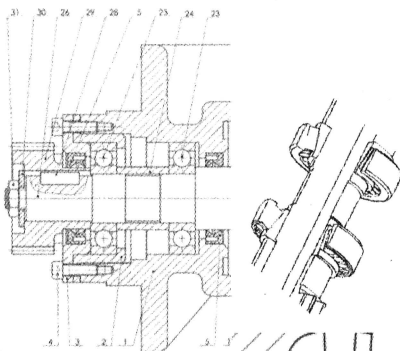
Application N° 3: Amélioration d'une solution

A fin d'améliorer le rendement du système, le concepteur remplace le pignon à denture droite, par un autre à denture hélicoïdale. La présence des charges axiales sur l'arbre impose le remplacement des roulements BC par deux roulements, à rouleaux coniques.

Travail demandé:

- 1) Compléter ci-dessous au crayon et aux instruments le montage des roulements
- 2) Compéter le montage du pignon.
- 3) Indiquer les ajustements convenables pour le montage des roulements et du pignon.

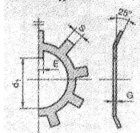
Remarque : utiliser des éléments standards ci-dessous.



Extrait des éléments normalisés :

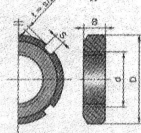
Rondelles - frein

Type MB



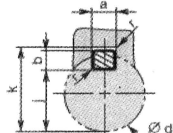
Ecrous à encoches

Type KM

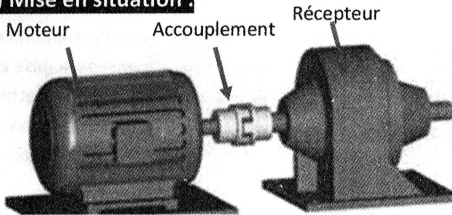


d x pas	D	B	S	d1	E	G
M 20x1	32	6	4	18,5	4	1
M 25x1,5	38	7	5	23	5	1,25
M 30 x1,5	45	7	5	27,5	5	1,25
M 35 x1,5	52	8	5	32,5	6	1,25

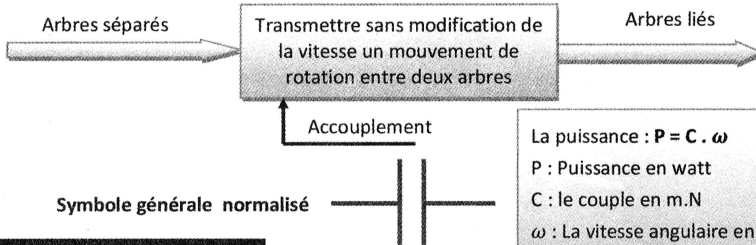
Clavette parallèle



d	a	b	j	k
17 à 22 inclus	6	6	d - 3,5	d + 2,8
22 à 30 inclus	8	7	d - 4	d + 3,3
30 à 38 inclus	10	8	d - 5	d + 3,3
38 à 44 inclus	12	8	d - 5	d + 3,3

1) Mise en situation :

La transmission de l'énergie mécanique du moteur à la machine réceptrice est assurée par un mécanisme de transmission appelé **ACCOUPLEMENT**.

2) Fonction :

Symbole générale normalisé

3) TYPES D'ACCOUPLEMENT :

On distingue deux familles d'accouplement.

3-1) Les Accouplements rigides :

- Simples et économiques.
- Exigent un parfait alignement des arbres à accoupler (n'accepte aucun défaut d'alignement des arbres).
- Les arbres sont parfaitement coaxiaux, cette condition est aussi pendant le fonctionnement.
- N'absorbent pas les vibrations.

La puissance : $P = C \cdot \omega$

P : Puissance en watt

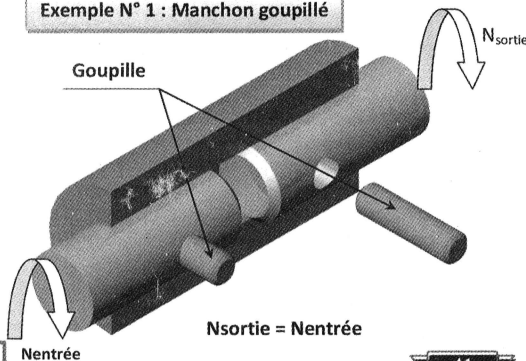
C : le couple en m.N

ω : La vitesse angulaire en rd/s

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60}$$

Avec N : Vitesse de rotation en tr/min

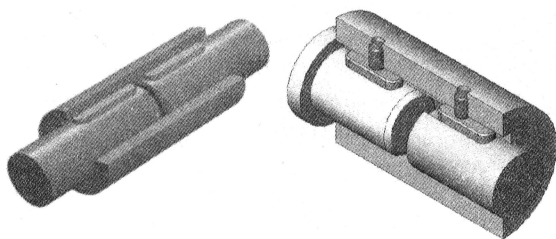
Symbole normalisé

**Exemple N° 1 : Manchon goupillé**

Cet accouplement simple (donc peu coûteux), ne supporte pas de défauts d'alignement et transmet tous les à-coups et vibrations.

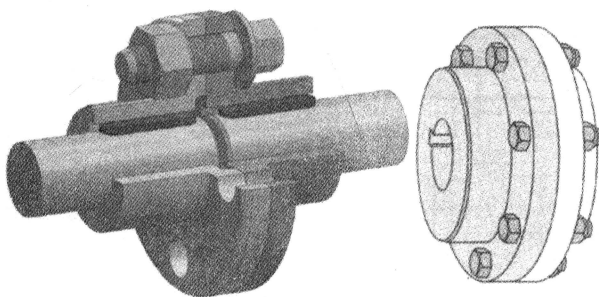
Les deux arbres sont emmanchés à forces dans le manchon cylindriques muni de deux goupilles cylindriques ou élastiques.

L'entraînement des deux arbres se fait par obstacle.

Exemple N° 2 : Manchon claveté

Afin d'assurer l'entraînement en rotation, en plus de la mise en position, on place deux clavettes entre les arbres et le manchon.

L'entraînement des deux arbres se fait par obstacle.

Exemple N°3 : Manchon à plateaux

Les arbres sont montés avec serrage dans les plateaux. Les boulons sont montés ajuster.

Les deux plateaux sont mis en position l'un par rapport à l'autre par un appui plan associé à un centrage court.

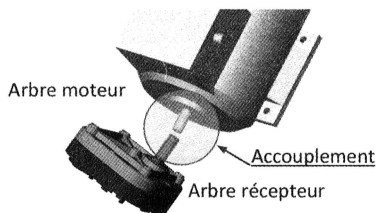
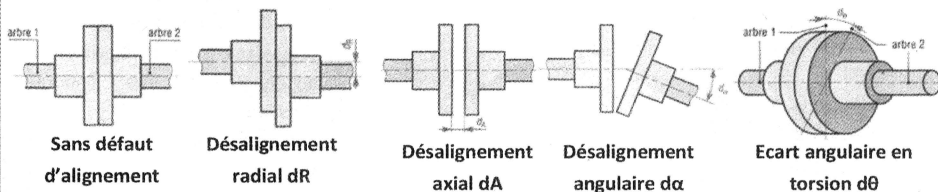
L'entraînement des deux plateaux se fait par adhérence.

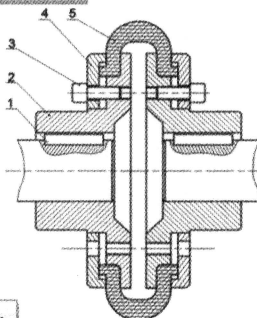
L'entraînement de l'arbre et plateau se fait par obstacle

3-2) Les Accouplements élastiques :

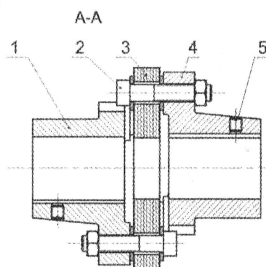
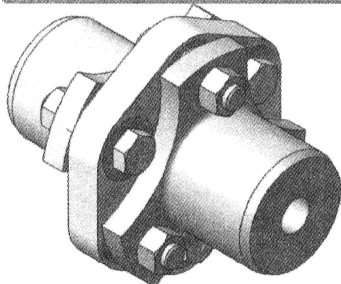
- Comprennent ou plusieurs éléments intermédiaires élastiques (élastomère ou métal).
- Tolèrent plus au moins certains défauts d'alignement des arbres.
- Capables d'amortir les chocs et filtrent les vibrations

Symbole normalisé

**Types de défauts d'alignement entre les arbres :**

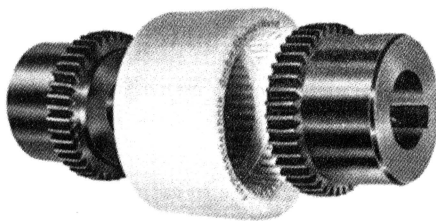
Exemple N°1 : Accouplement à gaine flexible

L'élément élastique est la gaine flexible (5) en caoutchouc. Cet accouplement Compense les désalignements axiaux, radiaux et angulaires

Exemple N°2 : Accouplement Flector

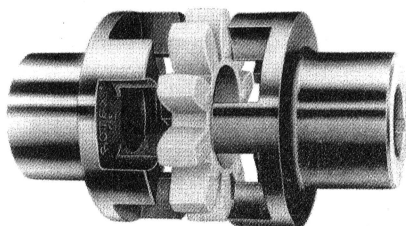
L'élément élastique intermédiaire est la pièce en caoutchouc (3).

L'accouplement Flector permet de compenser les désalignements angulaires, axiaux, radiaux et accepte une relative élasticité en torsion des arbres liés.

Exemple N°3 : Accouplements à dents bombées

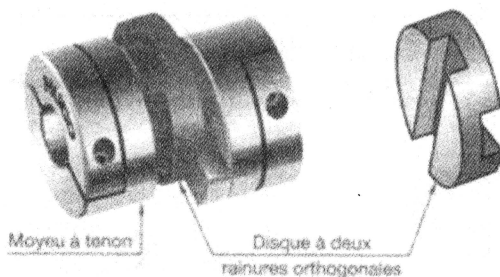
Les deux plateaux sont des roues dentées à dents bombées qui engrènent avec les dents internes d'un manchon en nylon. Il permet de compenser les désalignements angulaires, axiaux et radiaux des arbres liés. Il est utilisé pour la transmission de couples importants

C'est la forme bombée des dents qui permet d'accoupler des arbres légèrement désalignés.

Exemple N°4 : Accouplement Rotex

L'élément élastique intermédiaire est un anneau en plastique.

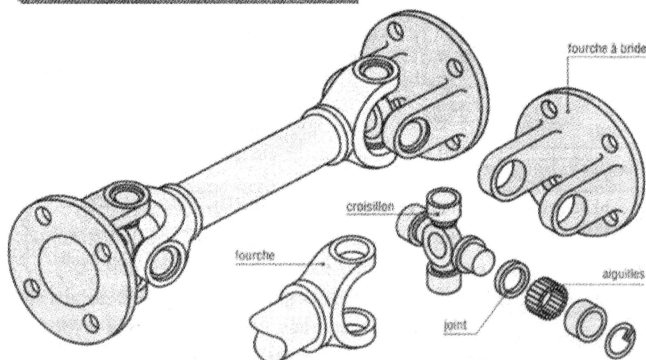
L'accouplement Rotex permet de compenser les désalignements angulaires, axiaux et radiaux des arbres liés.

Exemple N°5 : Le joint d'Oldham

Il réalise l'accouplement de deux arbres parallèles voisins : le décalage radial faible peut varier en fonctionnement. Les arbres présentent la même vitesse angulaire, cependant l'énergie absorbée augmente rapidement avec le décalage.

Il transmet un couple entre deux arbres parallèles, mais pouvant présenter un désalignement essentiellement radial. Il est parfaitement homocinétique, mais un désalignement exagéré génère des pertes par frottements.

La pièce intermédiaire peut être fabriquée en matières plastiques plus ou moins dures.

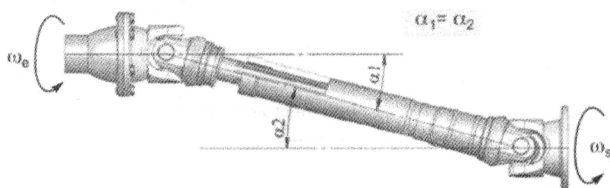
Exemple N°6 : Le joint de cardan

Il réalise l'accouplement de deux arbres à axes concourants (20° à 30°).

Il permet aux arbres une liberté angulaire variable et importante au cours du fonctionnement.

Le rapport des vitesses de rotations des deux arbres varie, il est fonction du désaxage angulaire.

Réalisation pratique d'une transmission homocinétique ($\omega_s = \omega_e$) est assurée par deux joints de cardan (voir ci-dessous)



Il transmet un couple entre deux arbres parallèles, mais pouvant présenter un désalignement essentiellement radial. Il est parfaitement homocinétique, mais un désalignement exagéré génère des pertes par frottements.

Application N°1 : Manchon cylindrique

Soit l'accouplement rigide conçu pour accoupler l'arbre moteur (1) et la vis de transmission (12)

Travail demandé :

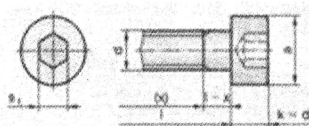
Compléter l'assemblage réalisé
par un accouplement rigide

-Arrêt en rotation de l'arbre (1)
et la vis (12) par deux clavettes
parallèles, forme A

-Pincement par 4 vis à tête
cylindrique à six pans CHC

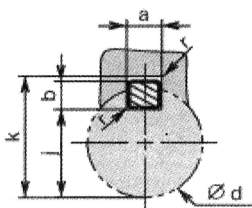
Éléments normalisés:

Vis à tête cylindrique à six pans creux Symbole: CHC

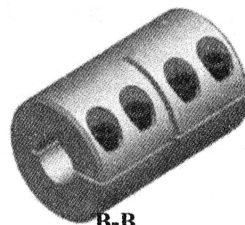


d	8	10	12
a	13	16	18
S1	6	8	10

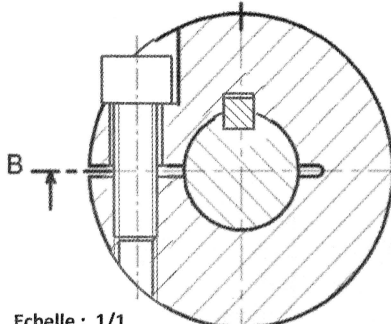
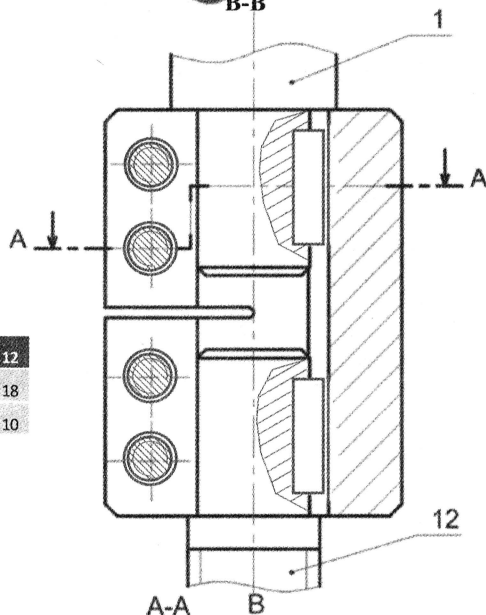
Clavettes parallèles ordinaires



d	a	b	j	k
de 6 à 8 inclus	2	2	d-1,2	d+1
17 à 22	6	6	d-3,5	d+2,8
22 à 30	8	7	d-4	d+3,3
30 à 38	10	8	d-5	d+3,3



B-B



Echelle : 1/1

Les Limiteurs de couple (ou accouplement de sécurité)

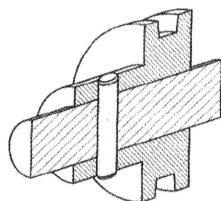
C'est un dispositif de sécurité qui évite toute surcharge ou blocage d'une machine.

Symbole normalisé :

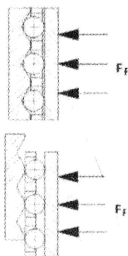
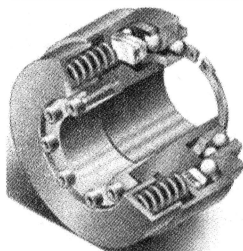


Exemple 1 : Limiteur de couple à obstacle

Une solution constructive consiste à intercaler entre l'arbre moteur et l'arbre récepteur une pièce qui supporte le couple à transmettre. Cette pièce est dimensionnée pour se rompre lorsque le couple limite est atteint. Cette pièce, généralement une goupille, est parfois appelée « **fusible mécanique** ».

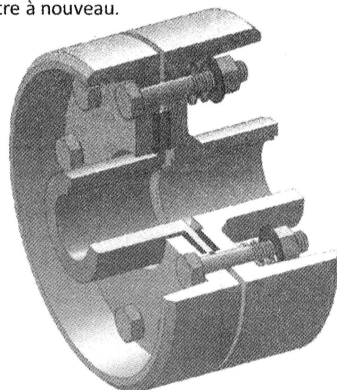
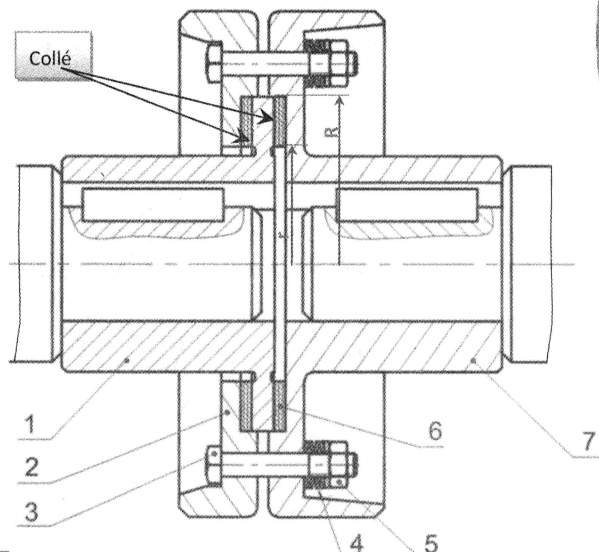


Exemple 2 : Limiteur par obstacle escamotable



On intercale entre les parties menantes et menées des éléments solides (billes, rouleaux, ...) qui assurent la transmission du couple, grâce à la présence de logements. Lors d'une surcharge, ces éléments se trouvent entraînés hors de leur logement. Il y a désaccouplement des deux arbres. Le limiteur doit alors être réarmé manuellement, électriquement, etc, pour transmettre à nouveau.

Exemple 3 : Limiteur de couple à friction



7	1	Plateau coté récepteur
6	2	Garniture de friction
5	8	Ecrou H
4	32	Rondelle Belleville
3	5	Vis H
2	2	Plateau
1	1	Plateau coté moteur
Rp	Nb	Désignation

Le tarage du couple transmissible est en général obtenu par un système presseur à ressort (rondelle Belleville (4), en serrant ou desserrant les écrous (5))

La valeur du couple transmissible en fonction de l'effort de compression des surfaces de friction est donnée par la relation suivante :

$$C = \frac{2}{3} \cdot F \cdot n \cdot f \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$$

C : Couple transmissible en N.m

F : Effort de transmission des surfaces de friction en N.

f : Coefficient de frottement.

n : Nombre de surfaces de friction.

R : Rayon extérieur du disque de friction en mètre.

r : Rayon intérieur du disque de friction en mètre.

Application N°1 : Etude de l'accouplement de l'exemple 3 (Limiteur de couple à friction)

Travail demandé :

1) De quel type d'accouplement s'agit-il ?

Accouplement rigide

2) Comment est assurée la transmission entre l'ensemble (1-6) et l'ensemble (8-9) ?

La transmission entre l'ensemble (1-6) et l'ensemble (7-2) est assurée par adhérence.

3) Quels sont les éléments qui créent la force pressante nécessaire à l'adhérence ?

Les éléments qui créent la force pressante nécessaire à l'adhérence sont les rondelles élastiques (Belville) (4).

4) Au cours de fonctionnement, que se passe-t-il si l'arbre récepteur se bloque ?

Si l'arbre récepteur se bloque au cours du mouvement, il y'aura glissement ente (1-6) et (7-2)

5) Comment peut-on faire varier le couple transmissible ?

On peut faire varier le couple transmissible en serrant ou desserrant les écrous (5)

6) En quelle matière sont les pièces les garnitures (6) ?

Les garnitures sont en Férodo

7) Pourquoi les boulons sont montés ajuster ?

Les boulons sont montés ajuster pour éviter leur déformation en cas de glissement entre les deux plateaux (7) et (2)

8) On souhaite transmettre un couple de 250 Nm maximum à l'aide de ce limiteur de couple à friction. Calculer l'effort de compression pour lequel on un glissement lorsque le couple à transmettre maximal est atteint

On donne : $f=0,8$; $R = 35 \text{ mm}$; $r = 25 \text{ mm}$

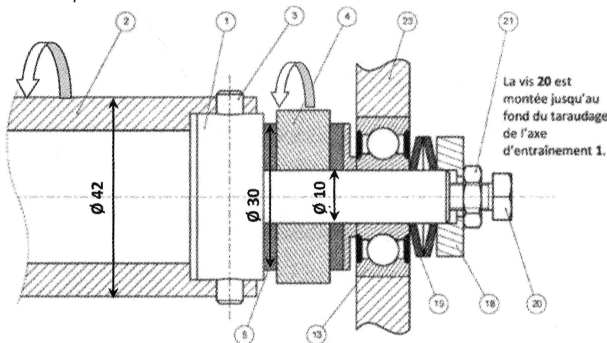
$$C = \frac{2}{3} \cdot F \cdot n \cdot f \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \Rightarrow F = \frac{3 \cdot C (R^2 - r^2)}{2 \cdot n \cdot (R^3 - r^3)} = \frac{3 \cdot 250 \cdot 10^3 (35^2 - 25^2)}{2 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot (35^3 - 25^3)} = 10321 \text{ N}$$

$n=1$ (Nombre de contacts pour les quels il y a glissement entre les surfaces frottantes)

Application N°2 : Limiteur de couple

Ce système est intégré dans une imprimerie pour dérouler des feuilles de papier.

La rotation de la poulie motrice (4) est transmise au tube récepteur (2) grâce à cet accouplement limiteur de couple.



23	1	Support gauche
21	1	Ecrou à tête hexagonale
20	1	Vis à tête hexagonale
19	2	Rondelle élastique « Belleville »
18	1	Rondelle d'appui
13	1	Roulement à billes à contact radial
5	2	Bague de friction
4	1	Poulie motrice
3	1	Goupille
2	1	Tube de réception Ø 42
1	1	Axe d'entraînement du tube 2
Rp	Ne	Désignation

Travail demandé :

1) Donner la fonction du limiteur de couple dans ce système

En cas de blocage d'une feuille, le tube (2) s'arrête grâce au limiteur de couple. Donc il est utilisé pour protéger le mécanisme

2) Indiquer sur quel élément doit-on agir pour régler le couple transmis et donc la tension du papier pour ce limiteur de couple ?

On agissant sur l'écrou (21) à l'aide d'une clé plate les rondelles élastique se compriment plus et augmente la tension du papier

3) Compléter les fonctions des composants (19) et (3)

Nom	Fonction
Rondelle Belleville (19)	Augmenter l'effort presseur dans le limiteur de couple
Goupille cylindrique (3)	Transmettre le mouvement de l'axe (1) au cylindre (2)

4) Le roulement (13) nécessite t-il une lubrification ? Pourquoi ?

Non, puisque le roulement utilisé est étanche

5) Hypothèse : Transmission sans glissement.

Calculer la vitesse de déplacement du papier sachant que la poulie (4) tourne à la vitesse de $N_4 = 280$ tr/min

$$V = R_2 \cdot \omega_2 = \frac{d_2}{2} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot N_2}{60} = 21 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 280}{60} = 6,1 \text{ m/s}$$

7) On souhaite transmettre un couple de 70 Nm maximum à l'aide de ce limiteur de couple à friction

Calculer l'effort de compression pour lequel on a un glissement lorsque le couple à transmettre maximal est atteint

On donne : $f=0,7$; $R = 30$ mm ; $r = 10$ mm

$$C = \frac{2}{3} \cdot F \cdot n \cdot f \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \Rightarrow F = \frac{3 \cdot C \cdot (R^2 - r^2)}{2 \cdot n \cdot (R^3 - r^3)} = \frac{3 \cdot 70 \cdot 10^3 \cdot (30^2 - 10^2)}{2 \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot (30^3 - 10^3)} = 231 \text{ N}$$

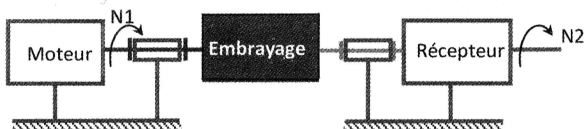
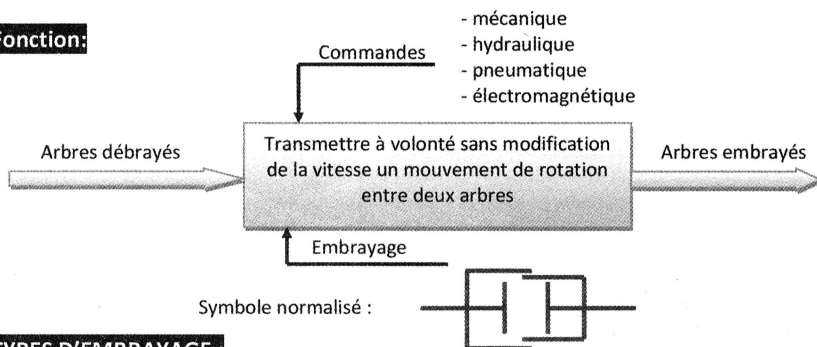
$n=2$ (Nombre de contacts pour les quels il y a glissement entre les surfaces frottantes)

1) Mise en situation:

Appareils destinés à rendre deux arbres à volonté:

- Solidaires (embrayage): $N1 = N2$
- Indépendants (débrayage) $N1 \neq 0$ Erreur !

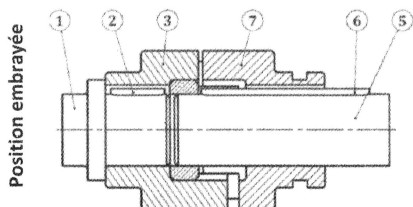
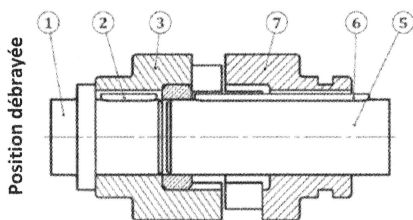
Signet non défini. et $N2 = 0$

**2) Fonction:****3) TYPES D'EMBRAYAGE :**

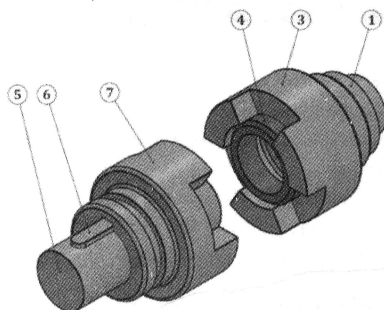
On distingue deux familles d'embrayages :

3-1) Les embrayages instantanés :

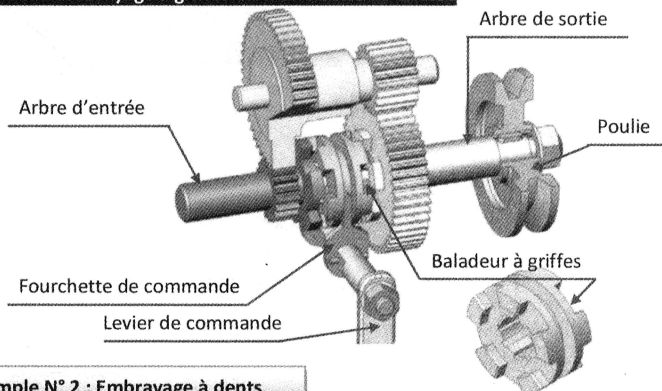
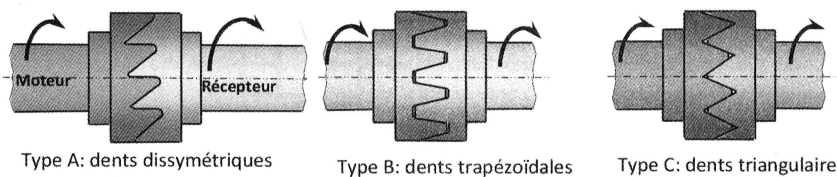
- La transmission est par obstacle.
- La manœuvre ne peut se faire qu'à l'arrêt, elle peut se faire qu'à l'arrêt du moteur.

Exemple N° 1 : Embrayage à griffes ou crabot

Le but est de permettre l'accouplement et le désaccouplement à la demande, entre deux arbres, en utilisant des obstacles (griffes).



7	Crabot mobile (baladeur)
6	Clavette
5	Arbre récepteur
4	Bague de centrage
3	Crabot fixe
2	Clavette
1	Arbre moteur

Utilisation : Embrayage à griffes dans une boîte de vitesse**Exemple N° 2 : Embrayage à dents**

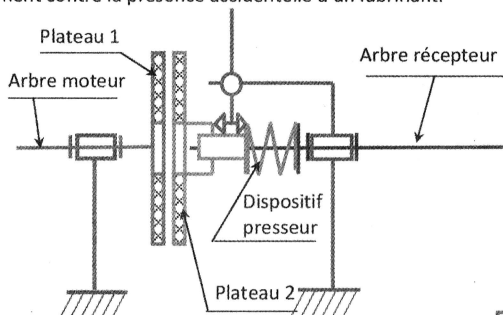
L'embrayage à dents type A ne peut transmettre le mouvement que dans un seul sens.

3-2) Les embrayages progressifs :

- L'entraînement de la transmission est progressif.
- Les surfaces de frictions sont couvertes par des garnitures de grande résistance à l'usure et à l'échauffement.
- Le matériau des garnitures le plus courant est le " férodo " fixé sur les éléments d'embrayage par rivetage ou collage.
- Nous trouvons également des garnitures métalliques (acier, fonte)
- Les garnitures doivent être protégées efficacement contre la présence accidentelle d'un lubrifiant.
- La manœuvre peut être effectuée en marche.

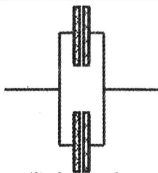
Un embrayage progressif comprend :

- Un plateau 1 en liaison encastrement avec l'un des arbres à relier.
- Un plateau 2 en liaison glissière avec l'autre arbre.
- Un dispositif presseur, par exemple un ressort.
- Un dispositif de commande.

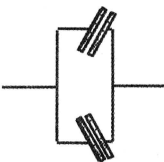


Formes des surfaces de friction :

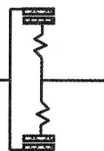
Planes



Coniques



Cylindriques

Matériau utilisé pour les garnitures :

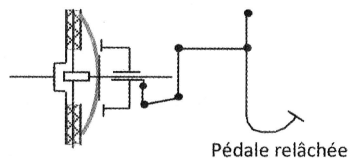
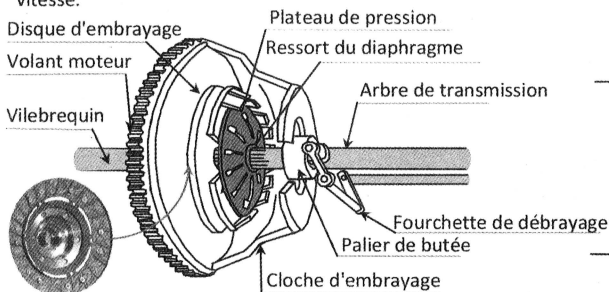
Le matériau utilisé est le « Férodo » un matériau de friction (garniture) composé de plusieurs éléments organiques ou métalliques fixé sur les éléments d'embrayages par collage ou rivetage.

Exemple N°1 : Embrayage plan mono disque (embrayage de voiture)

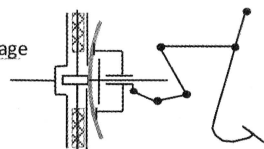
Il comprend deux plateaux, l'un lié au vilebrequin l'autre à l'arbre de la boîte de vitesse.

La pédale d'embrayage relâchée, le ressort du diaphragme applique les deux plateaux l'un contre l'autre afin que la friction transmette la rotation du moteur à la boîte de vitesses.

La pédale d'embrayage enfoncée, le ressort se détend et sépare les plateaux, permettant de changer de vitesse.



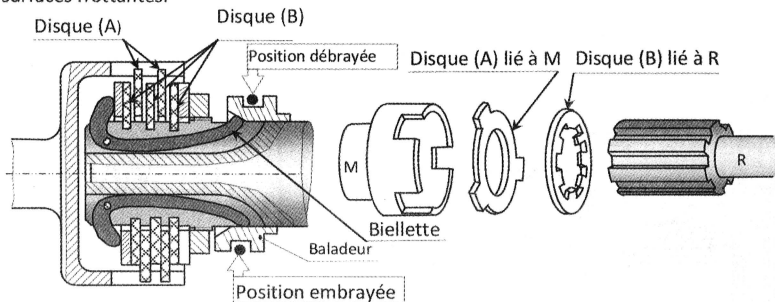
Pédale relâchée



Pédale enfoncée

Exemple N°2 : Embrayage multidisque

Pour la transmission d'un couple important, on utilise des disques multiples afin d'augmenter le nombre de surfaces frottantes.



Position débrayée : le baladeur est à droite, les biellettes sont détendues et les disques sont espacés.

Position embrayée : le baladeur est à gauche, les biellettes sont déformées et les disques sont en contact.

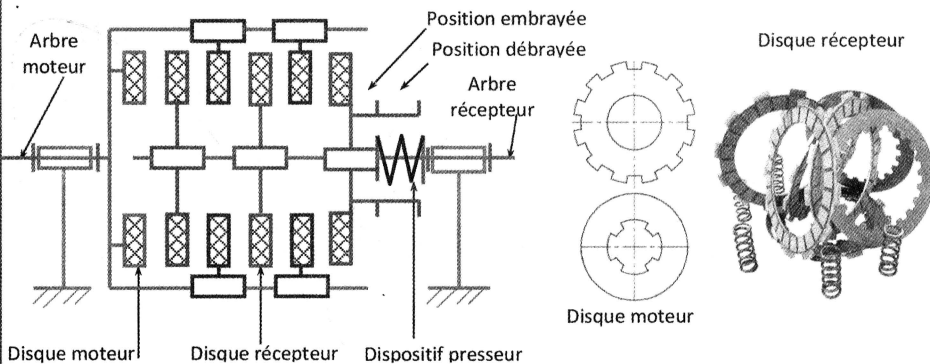


Schéma cinématique

Couple transmis :

$$C = \frac{2}{3} \cdot F \cdot n \cdot f \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$$

Relation simplifiée :

$$C = F \cdot n \cdot f \cdot R_{\text{moy}}$$

$$\text{Avec } R_{\text{moy}} = \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$$

C : Couple transmissible en Newton. Mètre (N.m)

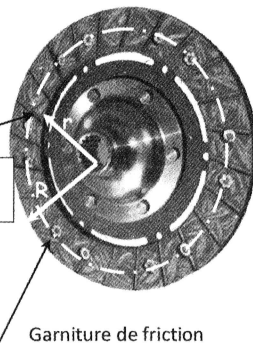
F : Effort de compression des surfaces de friction en Newton (N)

f : Coefficient de frottement (sans unité)

n : Nombre de surface de friction

R : Rayon extérieur du disque de friction en mètre (m)

r : Rayon intérieur du disque de friction en mètre (m)



Garniture de friction

Exemple N°3 : Embrayage à surface de friction conique

Position débrayée: le ressort (3) est comprimé, les deux plateaux sont espacés

Position embrayée: le ressort (3) pousse le plateau (2) contre (1)

Butée à billes

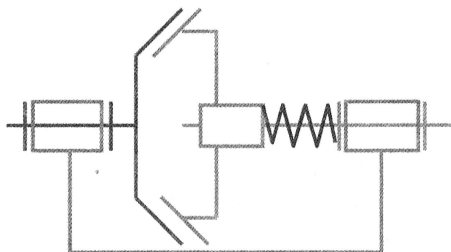
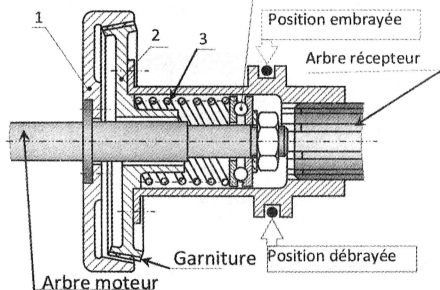
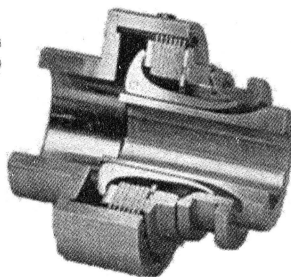
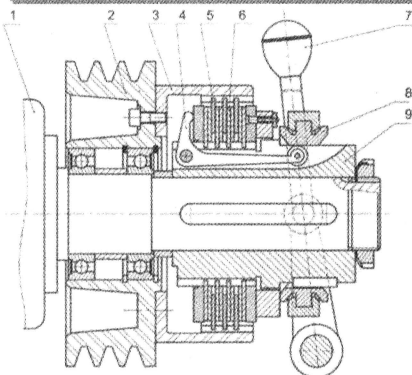


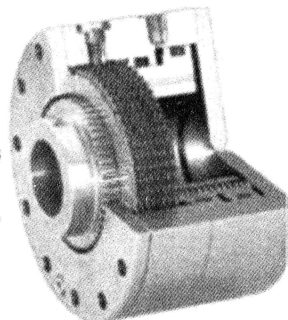
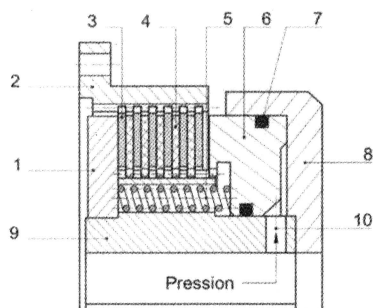
Schéma cinématique

Exemple N°4 : Embrayage à friction plane multidisques à commande mécanique



Le déplacement axial du coulisseau (8) agit sur les leviers coudés (4) qui de leur côté transmettent les efforts sur le jeu de disques (5-6)

Exemple N°5 : Embrayage à friction plane multidisques à commande hydraulique/pneumatique

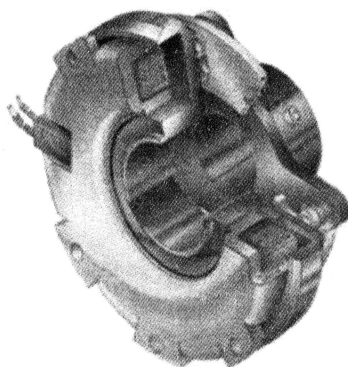
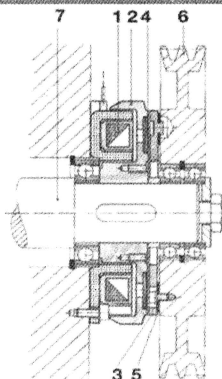
**-Embrayage**

La pression agit sur le piston (6) qui comprime les disques d'embrayage (3-4) contre le disque d'appui (1), assurant ainsi la transmission du couple.

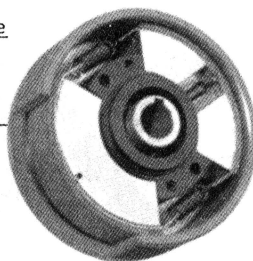
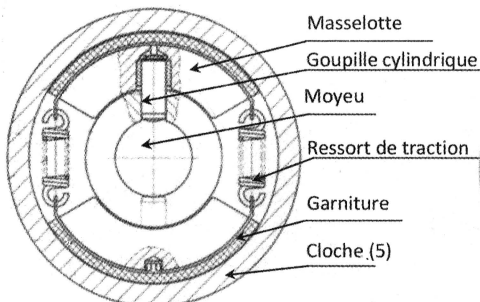
-Débrayage

Le débrayage est assuré par, les ressorts (5) qui repoussent le piston (6) libérant ainsi les disques d'embrayages.

Exemple N°6 : Embrayage à friction plane à commande électromagnétique



Lorsque la bobine (1) est mise sous tension le disque (3) est attiré contre le rotor (2) muni de la garniture de friction (4). Le couple est transmis par friction.

Exemple N°7 : Embrayage centrifuge à surface de friction cylindrique

Lorsque la vitesse est suffisante, les garnitures de friction viennent au contact de la cloche (5), sous l'action de la force centrifuge agissant sur les masselottes, et l'adhérence générée entre les garnitures et la cloche permet la transmission du couple.

Application N°1 : Embrayage progressif

Soit l'embrayage progressif ci-contre, L'effort presseur assuré par pression hydraulique est de **1500 N**

Rayon maxi de la garniture : $R = 120 \text{ mm}$

Rayon mini de la garniture : $r = 90 \text{ mm}$

Le coefficient de frottement est 0,5

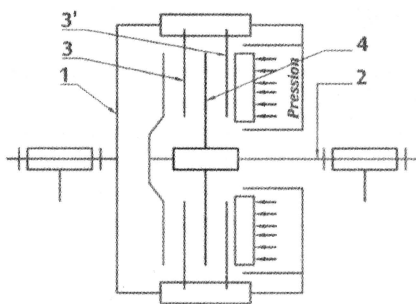
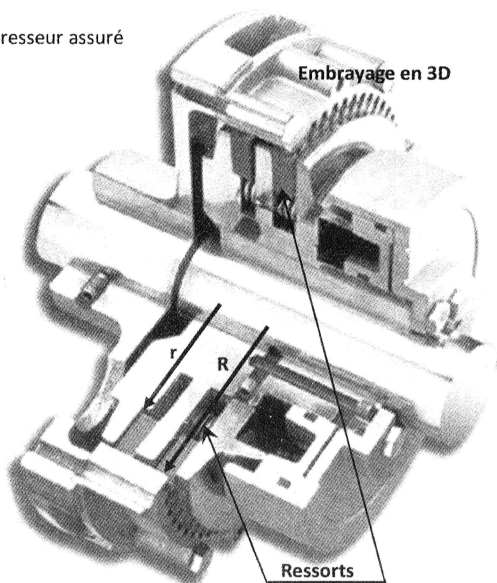


Schéma cinématique

**Travail demandé**

1) Quel est le nom complet de cet embrayage ?

Embrayage progressif à surfaces de friction plane à commande hydraulique

2) Quel est le rôle des ressorts

Assurer l'éloignement des surfaces de friction en cas d'annulation de la pression hydraulique.

3) Calculer le couple à transmettre par cet embrayage :

$$C = \frac{2}{3} \cdot F \cdot n \cdot f \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} = \frac{2}{3} \cdot 1500 \cdot 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{120^3 - 90^3}{120^2 - 90^2} = 158571 \text{ Nmm} = 158,5 \text{ N.m}$$

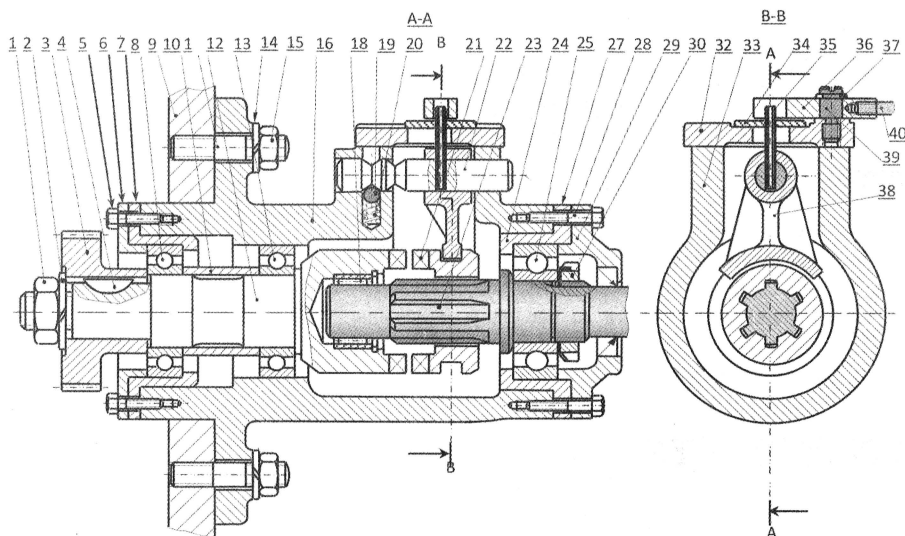
$n=2$ (Nombre de contacts pour les quels il y a glissement entre les surfaces frottantes)

4) Que proposer vous si en désire doubler la valeur du couple à transmettre ?

Ajouter deux disques (4' 4'') et deux disques (3' et 3'')

Application N°2 : Embrayage à griffes

L'embrayage à griffes permet d'établir ou de rompre la liaison entre l'arbre d'entrée (23) et l'arbre de sortie (12).

**Travail demandé :**

- 1) Le système de commande de cet embrayage est-il automatique, hydraulique, mécanique ou pneumatique.

Le système de commande de cet embrayage est mécanique.

- 2) Sur quelle pièce faut-il agir pour manœuvrer l'embrayage ?

Pour manœuvrer l'embrayage il faut agir sur le levier (40)

- 3) Quelle est le rôle des deux pièces (bille (19) et ressort (20)) ?

Assurent le verrouillage de l'axe (22) pour la position embrayée ou débrayée.

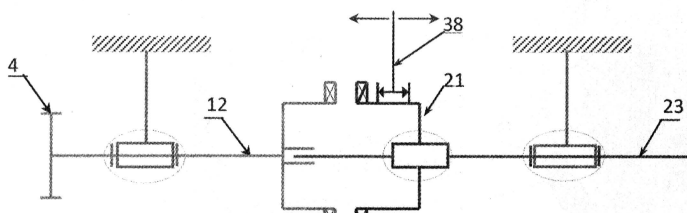
- 4) Le dessin est-il représenté à l'état embrayé ou débrayé ?

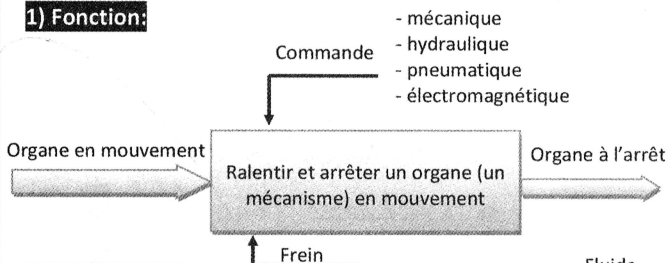
Le dessin est représenté à l'état débrayé.

- 5) L'embrayage à griffes peut-il être manœuvré en marche ?

L'embrayage à griffes ne peut pas être manœuvré en marche.

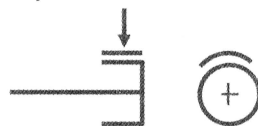
- 6) Compléter le schéma cinématique minimal.



1) Fonction:

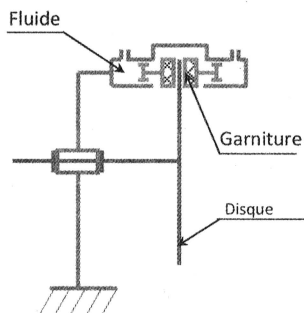
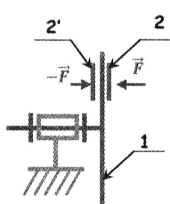
- mécanique
- hydraulique
- pneumatique
- électromagnétique

Symbole normalisé

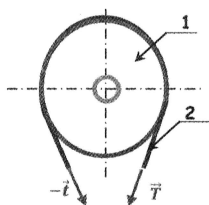
**2) Constituants :**

Un frein comprend :

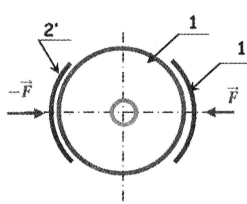
- Un organe (1) solidaire de l'organe en mouvement : poulies, roues, tambours ou disques...
- Un élément (2) solidaire au bâti de la machine : frotteur
- Un mécanisme de commande de la force pressante

**3) Différents types de freins :**

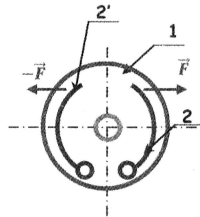
Frein à disque



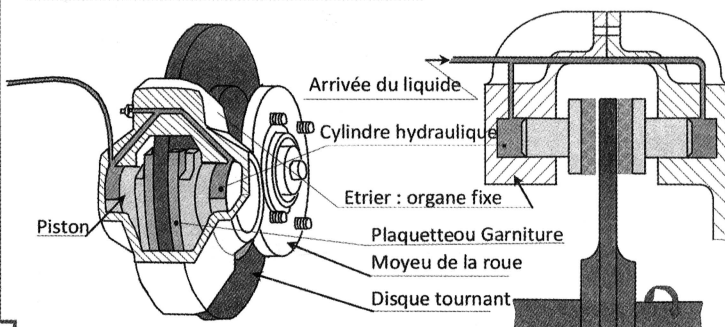
Frein à sangle



Frein à sabot

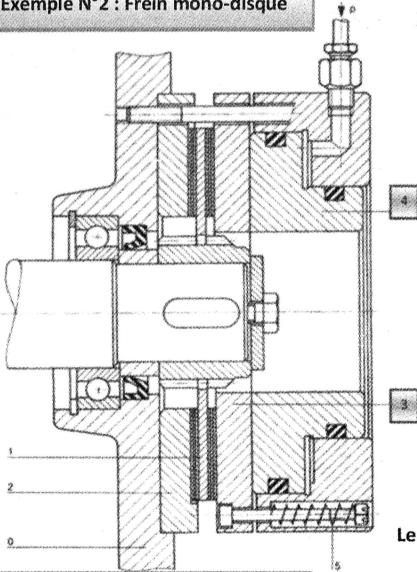


Frein à mâchoire

Exemple N°1 : Frein à disque pour voiture

L'action du pied sur la pédale de frein est amplifiée par un circuit hydraulique. Les plaquettes de frein sont appliquées contre un disque solidaire à la roue.

La friction ralentit celle-ci transformant l'énergie du mouvement du véhicule en chaleur.

Exemple N°2 : Frein mono-disque

Ce frein à disque est monté sur un système automatique de convoyage.

Le freinage est obtenu par la translation du piston (4) sous l'effet de la pression, ce qui provoque la translation du plateau mobile (3) et la mise en contact des garnitures sur le bâti (0). Le relâchement du frein est réalisé par les ressorts de rappel (5)

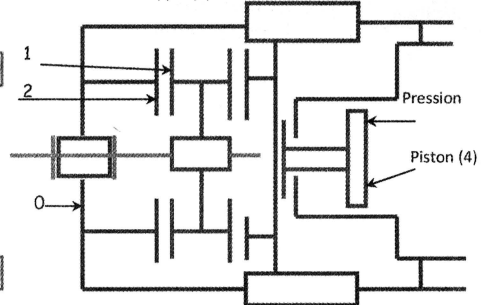


Schéma cinématique

Le couple de freinage :

$$C = \frac{2}{3} \cdot F \cdot n \cdot f \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$$

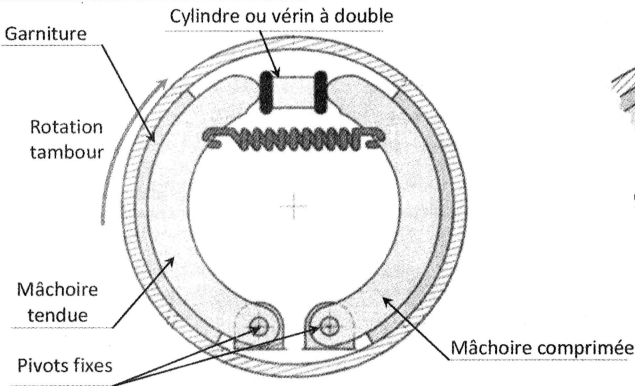
Exemple N°3 : Frein à tambour

Fig.1

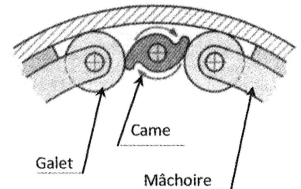
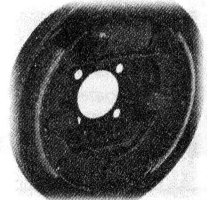
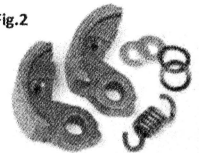


Fig.2



Un cylindre au sein duquel des mâchoires munies de garnitures s'écartent pour réaliser le freinage.

L'effort de freinage peut être fourni par un vérin hydraulique (encore appelée cylindre figure 1)

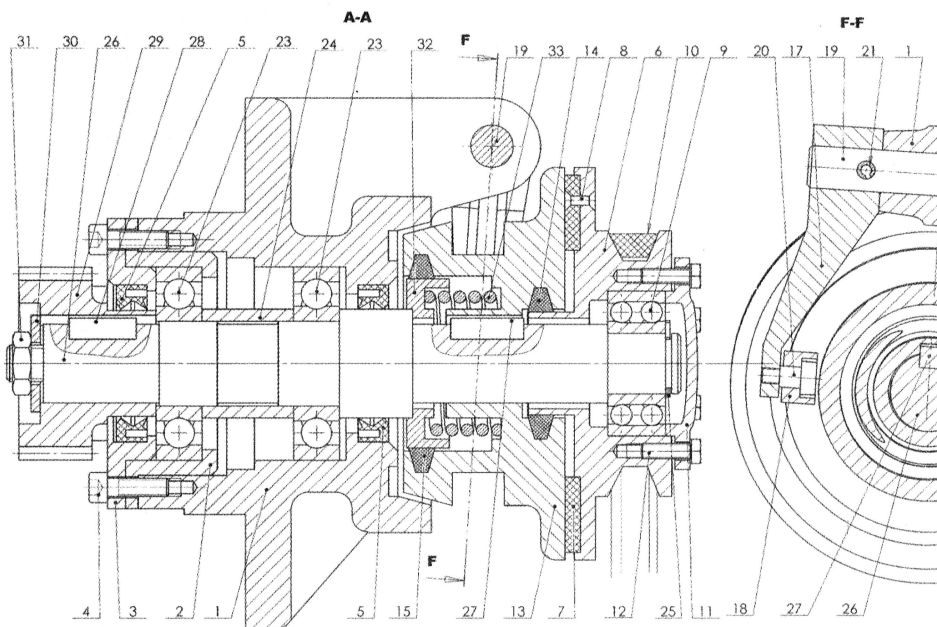
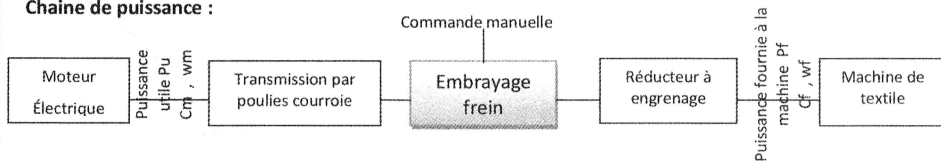
La bande de férodo (segment) est collée ou rivée sur la mâchoire.

Remarque : La commande peut être avec une came (figure 2)

Application N°1 : Embrayage frein manuelle

L'embrayage frein manuel représenté ci-dessous est utilisé sur les machines de textiles.

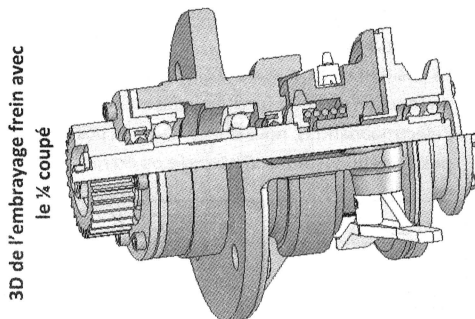
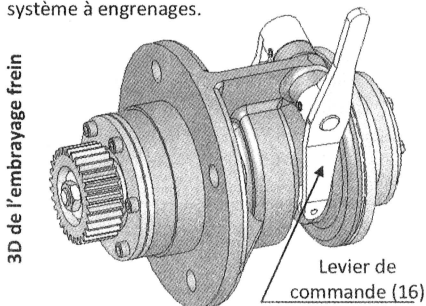
Chaine de puissance :



11	1	Chapeau	22	2	Bague roulement d28	33	1	Ressort
10	1	Courroie trapézoïdale	21	2	Goupille	32	1	Butée
9	1	Roulements à 2rangées	20	2	1Vis axe	31	1	Ecrou
8	7	Rivet	19	1	Axe	30	1	Rondelle
7	1	Garniture	18	2	Galet	29	1	Pignon
6	1	poulie	17	1	Demi-fourchette	28	1	Clavette 7x7x22
5	4	Joint à lèvres	16	1	Levier de commande	27	1	clavette parallèle 7x7x24
4	6	Vis CHC	15	1	Joint diamètre 56	26	1	Arbre
3	1	Couvercle	14	1	Joint diamètre 34	25	1	Anneau élastique
2	1	Boîtier	13	1	Baladeur	24	1	Entretoise
1	1	Corps	12	6	Vis H	23	2	Roulement type BC
Rp	Nb	Désignation	Rp	Nb	Désignation	Rp	Nb	Désignation

Description :

Le baladeur (13) est représenté sur le dessin d'ensemble en position embrayée. Dans cette position, la réduction de la vitesse entre le moteur et la machine est assurée par un système poulies courroie et un système à engrenages.

**Travail demandé**

- 1) Quelle est la forme des surfaces de contact du frein ?

Forme conique

- 2) Quelle est la fonction des roulements (23) et préciser la phase de fonctionnement correspondante (embrayage ou freinage)

Assurer le guidage en rotation de l'arbre (26) par rapport au corps (1) pendant la phase embrayage

- 3) Quelle est la fonction du roulement (9) et préciser la phase de fonctionnement correspondante (embrayage ou freinage) ?

Assurer le guidage en rotation de la poulie (6) par rapport à l'arbre (26) pendant la phase freinage

- 5) Donner l'inconvénient de l'anneau élastique (25) et proposer une autre solution pour le remplacer.

L'anneau élastique risque de sortir de sa gorge dans le cas d'un embrayage violent, il peut être remplacé par un écrou

- 6) Quelle est la matière de la garniture (7) ? Donner au moins une caractéristique de cette matière

Bande en matériau composite (exemple : la marque Férodo) fixé sur la poulie (13) par sept rivets (L'amiante a été longtemps utilisée dans la composition de ces bande et elle y est désormais interdite : matière cancéreuse)

Caractéristiques de cette matière:

- Coefficient d'adhérence avec le disque (en acier) élevé.
- Résistance à l'usure.
- Résistance à la déformation.

- 7) Les surfaces de frottements entre (7) et (13) nécessitent-elles une lubrification ? Pourquoi ?

Les surfaces de frottement ne nécessitent pas une lubrification, pour diminuer le risque de glissement. (Augmenter l'adhérence)

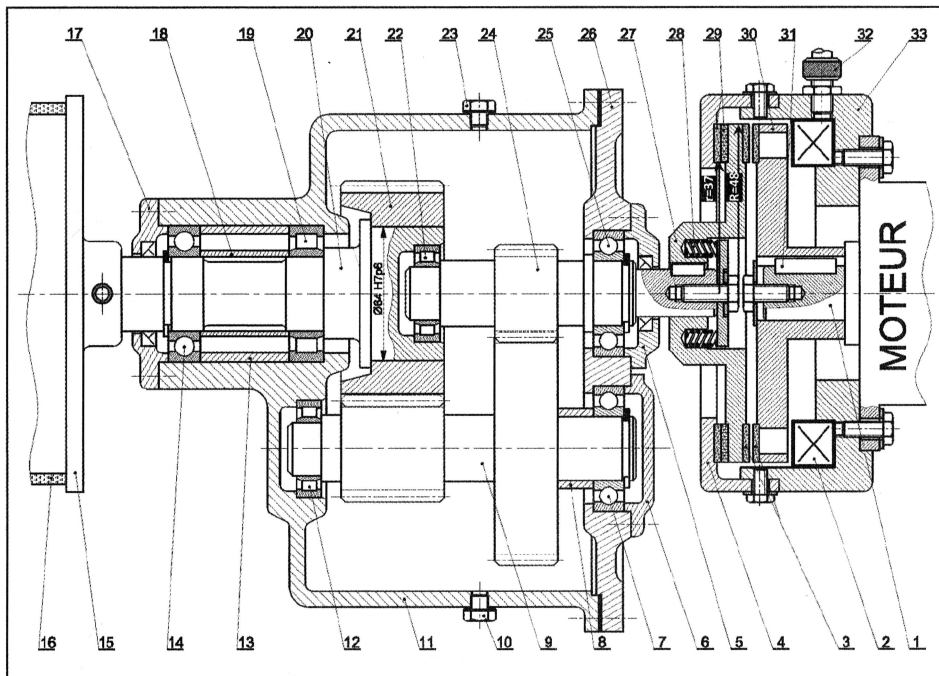
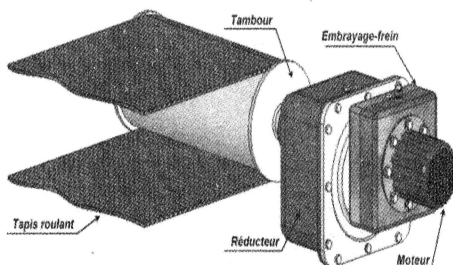
- 6) Quelle condition géométrique doit exister entre les surfaces de frottement planes des pièces (7) et (13) par rapport à l'axe de la pièce (26)

La condition géométrique qui doit exister entre les surfaces de frottement planes et l'axe de la pièce (26) est la perpendicularité.

Application N°2 : Réducteur embrayage-frein

Le tapis roulant (16) est entraîné en translation par le tambour (15) qui reçoit son mouvement de rotation du système composé d'un moteur muni d'un réducteur-embrayage-frein.

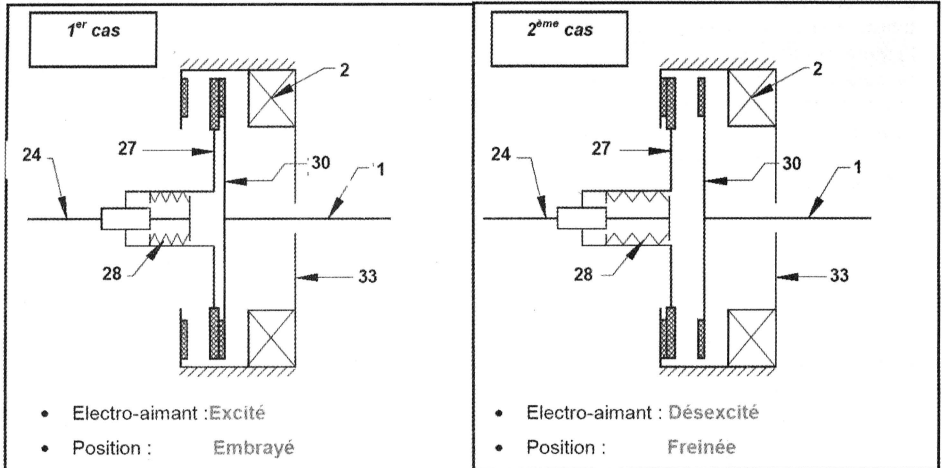
La position de l'armature (27) (à gauche ou à droite) en fonction de l'état (excité ou désexcité) de l'électroaimant (2), nous donne les deux positions possibles du système : **Embrayée** ou **Freinée**



11	1	Corps	22	1	Roulement à rouleaux	33	1	Inducteur
9	1	Arbre intermédiaire	21	1	Roue dentée	32	1	Douille raccord
8	1	Bague entretoise	20	1	Arbre de sortie	31	1	Clavette
7	1	Roulement à billes	19	1	Roulement à rouleaux	30	1	Plateau moteur
6	1	Couvercle	18	1	Bague entretoise	29	1	Garniture
5	1	Couvercle	17	1	Couvercle	28	4	Ressort
4	1	Plateau fixe	16	1	Tapis roulant	27	1	Armature
3	1	Garniture	15	1	Tambour	26	1	Boîtier
2	1	Electro-aimant	14	1	Roulement à billes	25	1	Roulement à billes
1	1	Arbre moteur	13	1	Bague entretoise	24	1	Pignon arbré
RP	NB	Désignation	RP	NB	Désignation	RP	NB	Désignation

Travail demande :

1) Pour les deux cas suivants, donner l'état de l'électro-aimant (excité ou désexcité) ainsi que la position du dispositif (embrayé ou freiné).



2) On suppose que la transmission de mouvement est réalisée sans glissement.

On donne :

- Le coefficient de frottement est $f = 0,4$;
- L'effort presseur des ressorts (28) est $Fr = 300 \text{ N}$;
- L'effort d'attraction magnétique créé par l'électro-aimant (2) est $Fatt = 1200 \text{ N}$;
- Vitesse de rotation du moteur $Nm = 750 \text{ tr/min}$.

2-1) Calculer l'effort presseur de l'embrayage F :

$$F = Fatt - Fr = 1200 - 300 = 900 \text{ N}$$

$$F = 900 \text{ N}$$

2-2) Déterminer les rayons r et R à partir du dessin d'ensemble:

$$r = 37 \text{ mm}$$

$$R = 48 \text{ mm}$$

3) En déduire le couple transmissible Ct :

$$C = \frac{2}{3} \cdot F \cdot n \cdot f \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} = \frac{2}{3} \cdot 900 \cdot 1 \cdot 0,4 \cdot \frac{48^3 - 37^3}{48^2 - 37^2} = 15300 \text{ N.mm}$$

$$\text{Avec } F = 900 \text{ et } n = 1$$

$$Ct = 15,3 \text{ N.m}$$

4) Calculer la puissance P transmise par cet embrayage à l'arbre d'entrée du réducteur (24)

$$P = Ct \cdot \omega = Ct \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} = 15,3 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 750}{60} = 1208 \text{ watt}$$

$$P = 1208 \text{ watt}$$

Application N°3 : Mécanisme de transmission

1) Mise en situation :

Le mécanisme étudié fait partie de la transmission du mouvement d'avance d'une machine outil conventionnelle. Un moteur transmet son mouvement de rotation à ce mécanisme à l'aide d'une transmission par courroie trapézoïdale.

2) Moteur et transmission par courroie :

Le moteur qui transmet le mouvement à ce mécanisme est un moteur de **500watts**. Ce mouvement est transmis par une courroie trapézoïdale à la poulie (10)

Données : - Vitesse nominale de rotation du moteur : $N_m = 1450 \text{ tr/min}$

- Rapport de la transmission par courroie : $r_c = N_{10}/N_m = 0,35$

3) Fonction embrayage frein :

Données : - Effort d'attraction de la bobine (3) sur le disque (21) : $F_B = 1000 \text{ N}$

- Effort de poussée de **chaque** ressort (17) sur le disque (21) : $F_R = 50 \text{ N}$ (Effort constant)

- Coefficient de frottement entre les garnitures (22) et la cloche (2) et le plateau (4) : $f = 0,3$

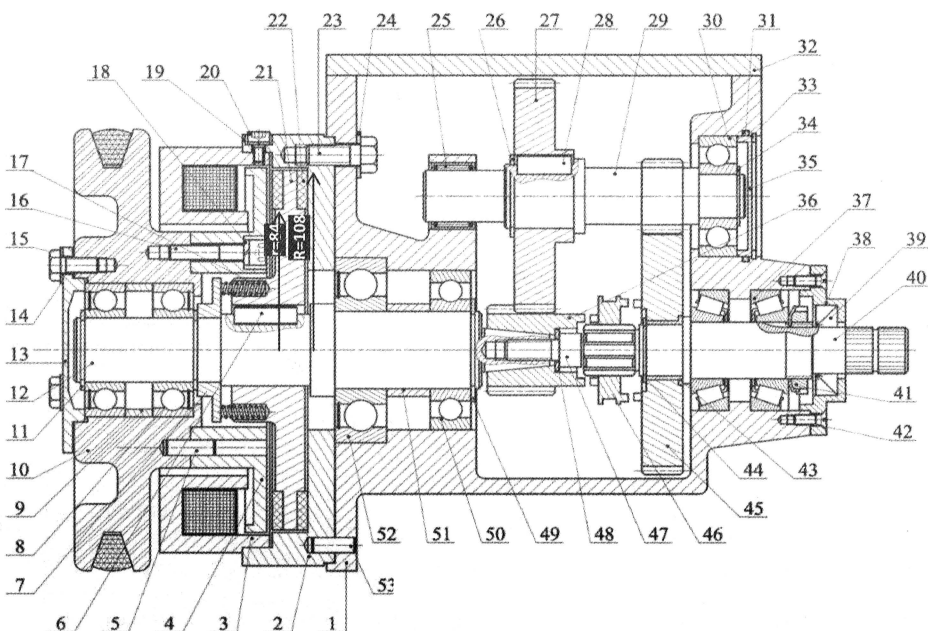
4) Fonction réducteur :

Le réducteur a deux rapports de transmission. Cela permet deux vitesses à la sortie du mécanisme.

En vitesse normale le rapport de transmission du mécanisme est de $r_N = 1$.

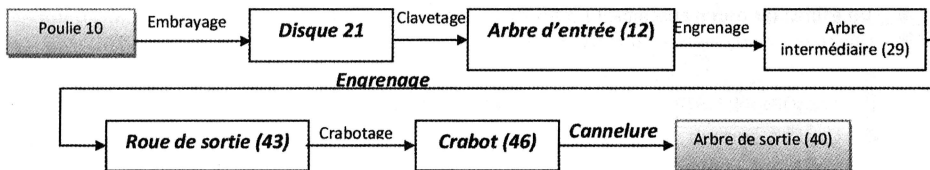
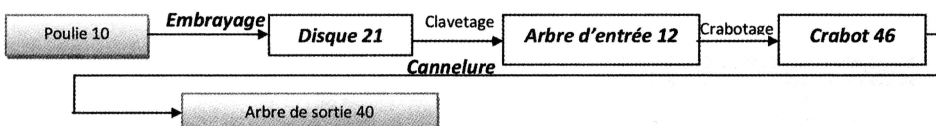
En vitesse lente la vitesse de rotation est réduite par un train d'engrenage à deux engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales.

Données : - $Z_{36}=17\text{dents}$ - $Z_{29}=17\text{dents}$ - $Z_{45}=61\text{dents}$ - $Z_{27}=47\text{dents}$



Travail demandé :

1) Compléter les deux synoptiques de la transmission de puissance au travers du mécanisme en positions : embrayée en vitesse lente et embrayée en vitesse normale.

Embrayée à vitesse lente**Embrayée à vitesse normale:**

2) Etude de l'embrayage et du frein :

2-1) En position freinée, déterminer l'effort de contact entre les garnitures (22) du disque (21) et la cloche (2). En déduire CF: le couple de freinage du mécanisme d'embrayage.

$$F = 4. FR = 4 \times 50 = 200 \text{ N} \quad R=108 \text{ mm} \quad r=84 \text{ mm} \quad n=1$$

$$CF = \frac{2.F.n.f.(R^3-r^3)}{3(R^2-r^2)} = \frac{2.200.1.0.3(108^3-84^3)}{3(108^2-84^2)} = 5790 \text{ N.mm}$$

2-2) En position embrayée, déterminer l'effort de contact entre les garnitures (22) du disque (21) et le plateau (4). En déduire, CE : le couple transmissible par l'embrayage du mécanisme.

$$F = (FB - 4. FR) = (1000 - 4.50) = 800 \text{ N} \quad R=108 \text{ mm} \quad r=84 \text{ mm} \quad n=1$$

$$CF = \frac{2.F.n.f.(R^3-r^3)}{3(R^2-r^2)} = \frac{2.800.1.0.3(108^3-84^3)}{3(108^2-84^2)} = 23160 \text{ N.mm}$$

3) Etude cinématique :

3-1) Déterminer N_{10} la vitesse de rotation de la poulie 10 en tr/min.

$$\text{On sait que : } rc = \frac{N_{10}}{Nm} \quad \text{Donc : } N_{10} = rc \cdot Nm = 0,35. 1450 = 507,5 \text{ tr/min}$$

3-2) Déterminer le rapport de transmission entre l'arbre d'entrée de l'embrayage et l'arbre intermédiaire :

$r_1 = N_{27}/N_{36}$. En déduire la vitesse de rotation de l'arbre intermédiaire N_{27} .

$$\text{On sait que : } r_1 = \frac{N_{27}}{N_{36}} = \frac{Z_{36}}{Z_{27}} = \frac{17}{47} = 0,362 \quad \text{Donc } N_{27} = r_1 \cdot N_{36} \quad \text{Avec : } N_{36} = N_{10}$$

$$\text{Soit : } N_{27} = r_1 \cdot N_{10} = 0,362 \cdot 507,5 = 184 \text{ tr/min}$$

3-3) Déterminer le rapport de transmission entre l'arbre intermédiaire et la roue (45) : $r_2 = N_{45}/N_{29}$.

En déduire la vitesse de rotation de la roue 45.

$$\text{On sait que : } r_2 = \frac{N_{45}}{N_{29}} = \frac{Z_{29}}{Z_{45}} = \frac{17}{61} = 0,279 \quad \text{Donc } N_{45} = r_2 \cdot N_{29} \quad \text{Avec : } N_{29} = N_{27}$$

$$\text{Soit : } N_{45} = r_2 \cdot N_{27} = 0,279 \cdot 184 = 51,3 \text{ tr/min}$$

3-4) Calculer le rapport de transmission du mécanisme en vitesse lente : $r_L = N_{40}/N_{10}$ (Remarque : en N_{10} vitesse lente : $N_{40} = N_{45}$). En déduire une relation entre les trois rapports : r_1 , r_2 et r_L .

$$r_1 = \frac{N_{40}}{N_{10}} \quad \text{Avec } N_{40} = N_{45} \quad \text{Donc } r_L = \frac{N_{45}}{N_{10}} = \frac{51,3}{507,5} = 0,101$$

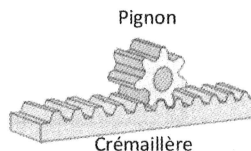
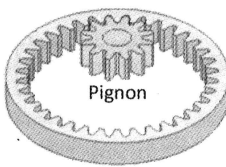
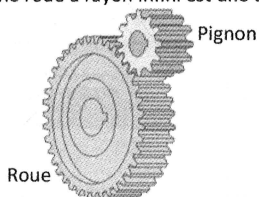
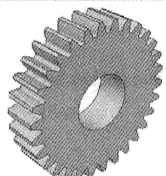
$$\text{On remarque : } r_1 \cdot r_2 = 0,362 \cdot 0,279 = 0,101 \quad \text{donc : } r_L = r_1 \cdot r_2$$

1) Fonction :

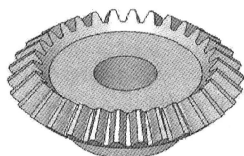
Transmettre par Obstacle un mouvement de rotation entre arbres rapprochés.

2) Terminologie :

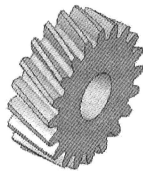
- Un engrenage est un ensemble de deux roues dentées complémentaires.
- Une roue à rayon infini est une crémaillère.

**3) Types de roue et denture :**

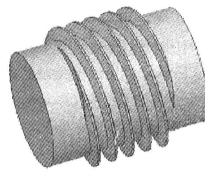
Roue cylindrique à
denture droite



Roue conique à
denture droite



Roue cylindrique à
denture hélicoïdale



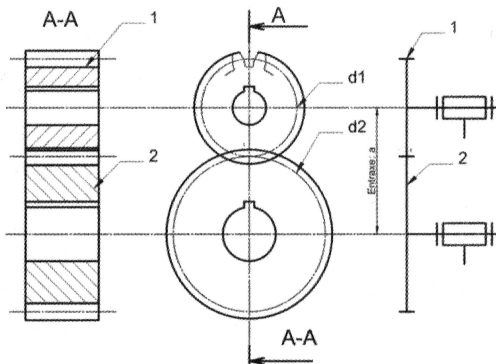
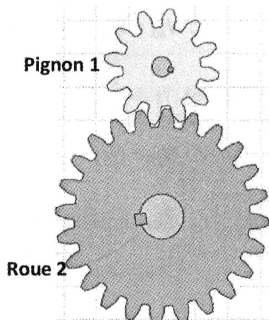
Vis sans fin

4) les engrenages droits à denture droite :

- Ils permettent une transmission de mouvement entre deux arbres parallèles. Les dents des engrenages sont parallèles à l'axe de rotation des arbres.
- La transmission par denture droite engendre du Bruit et des Vibrations.

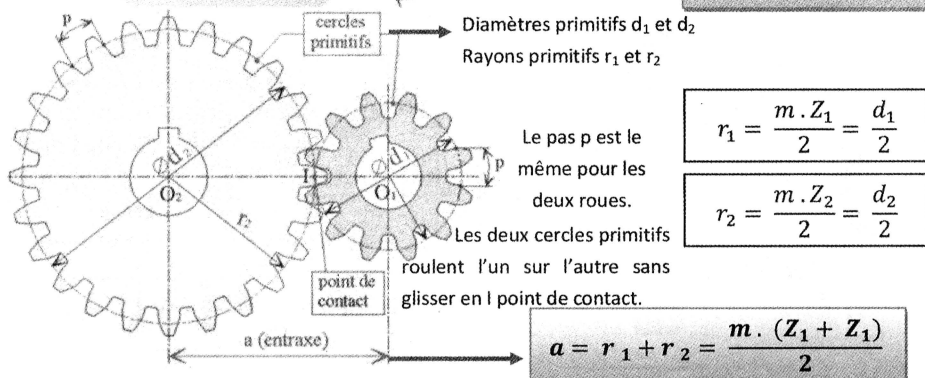
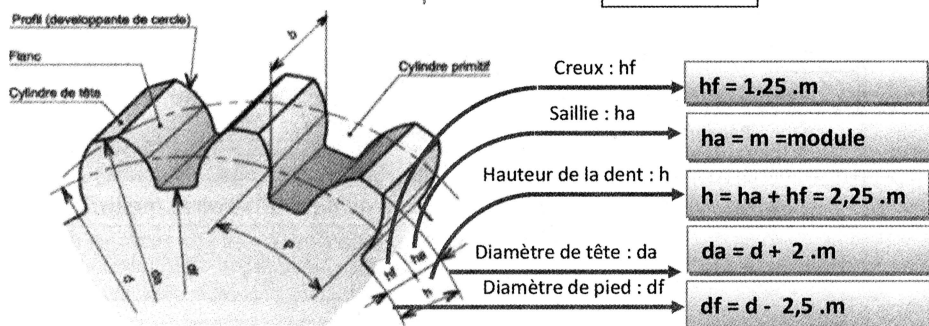
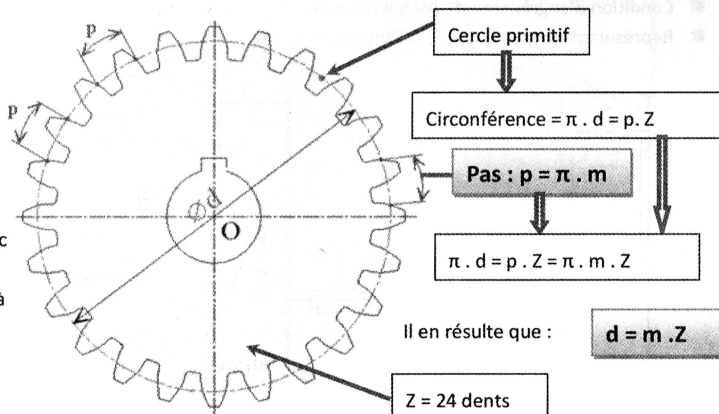
Engrenage extérieur :

- Condition d'engrènement : Même module (m)
- Représentation graphique et schéma cinématique :



Caractéristiques dimensionnelles d'un engrenage cylindrique à denture droite.

Le nombre de dents Z doit être entier.
On a été amené à définir le module m de telle sorte que les pignons soient compatibles les uns avec les autres.
Ce module est calculé à partir de la valeur de l'effort à transmettre.



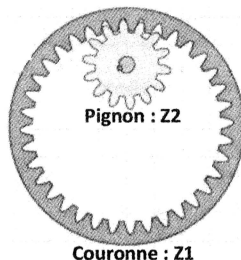
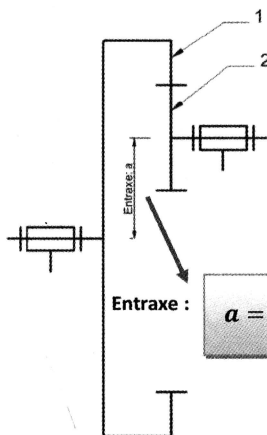
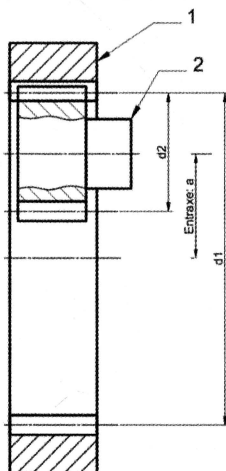
Les roues tournent en sens contraire.

Rapport de transmission :

$$r = \frac{\omega_{\text{sortie}}}{\omega_{\text{entrée}}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Engrenage intérieur :

- Condition d'engrènement : Même module (m)
- Représentation graphique et schéma cinématique :



SENS DE ROTATION : Les deux roues tournent dans le même sens

$$\text{Entraxe : } a = \frac{(d_1 - d_2)}{2} = \frac{m \cdot (Z_1 - Z_2)}{2}$$

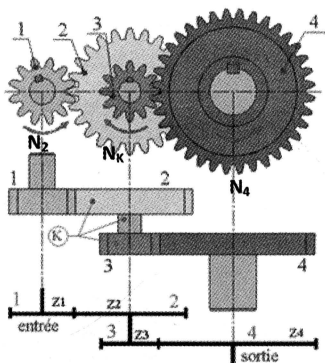
Rapport de transmission :

$$r = \frac{\omega_{\text{sortie}}}{\omega_{\text{entrée}}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

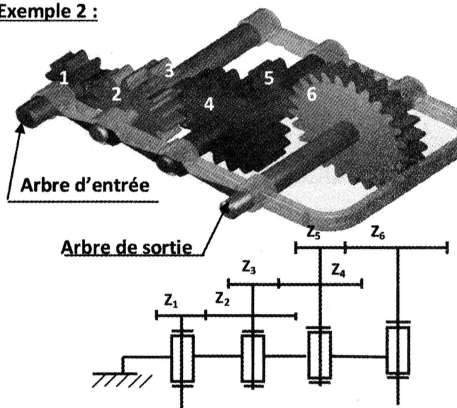
Pour un train d'engrenage :

$$r = \frac{\omega_{\text{sortie}}}{\omega_{\text{entrée}}} = (-1)^n \frac{\text{Produit du nombre de dents des roues menantes}}{\text{Produit du nombre de dents des roues menées}}$$

Avec n : nombre d'engrenages extérieurs

Exemple 1 :

$$r = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{N_4}{N_1} = (-1)^2 \cdot \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4} = + \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$$

Exemple 2 :

$$r = \frac{N_{\text{sortie}}}{N_{\text{entrée}}} = (-1)^3 \cdot \frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_6} = - \frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_6}$$

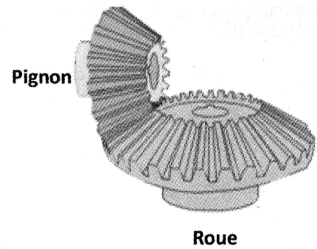
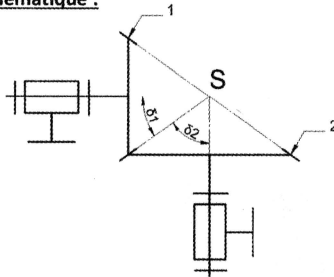
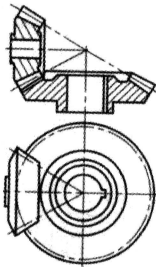
1) les engrenages Coniques :

Transmettre le mouvement entre deux arbres concourants.

Condition d'engrènement :

- Même module
- Les sommets des deux cônes soient confondus

Représentation graphique et schéma cinématique :



Rapport de transmission :

$$r = \frac{\omega_{\text{sortie}}}{\omega_{\text{entrée}}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2}$$

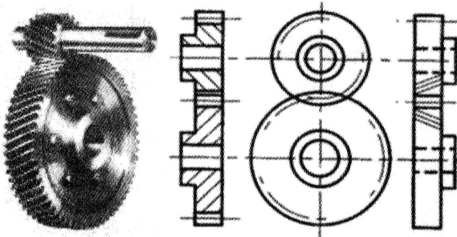
2) les engrenages cylindriques à denture hélicoïdale :

Fonctionnement plus silencieux que celui des engrenages à denture droite.

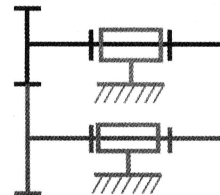
Condition d'engrènement :

- Même module (module réelle m_n et module apparent m_t)
- Même angle d'hélice β Entre 20° et 30°
- Hélices de sens opposés

Représentation graphique et schéma cinématique



$$\begin{aligned} P_n &= P_t \cdot \cos \beta \\ m_n &= m_t \cdot \cos \beta \\ d &= m_t \cdot Z \end{aligned}$$



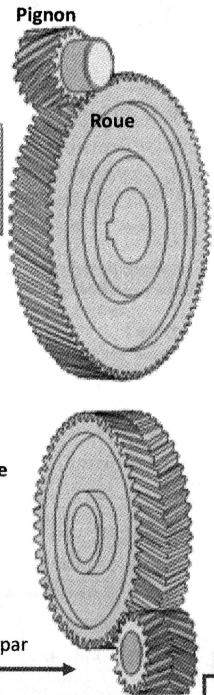
Même schématisation que pour la denture droite

- Contact progressif donc moins de bruit
- Présence d'un effort axial
- Rapport de transmission :

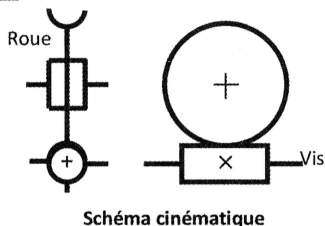
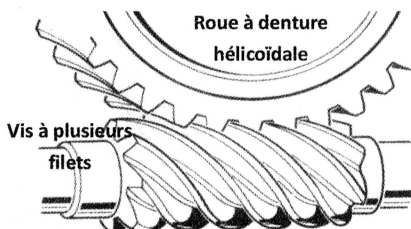
$$r = \frac{\omega_{\text{sortie}}}{\omega_{\text{entrée}}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Inconvénient :

Les dentures hélicoïdales provoquent une poussée axiale que l'on peut supprimer par l'utilisation des roues à denture en chevrons.



7) Engrenage gauche : Le système roue et vis sans fin :



■ Rapport de transmission :

$$r = \frac{N_{\text{roue}}}{N_{\text{vis}}} = \frac{\text{Nombre de filets de la vis}}{\text{Nombre de dents de la roue}}$$

8) Cas particulier : Pignon crémaillère :

Transformation de rotation en translation ou inversement

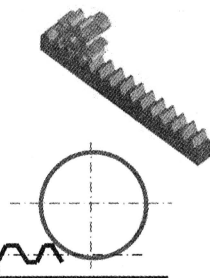
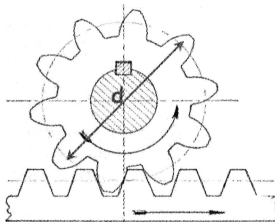
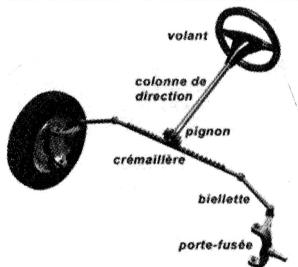


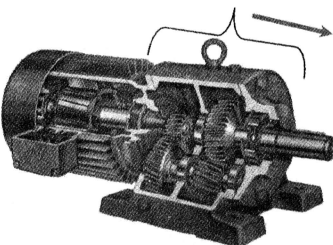
Schéma cinématique

- Le pignon et la crémaillère portent des dents qui engrènent entre elles.
- Le pignon roule sans glisser sur la crémaillère. Si le pignon fait une rotation de n tour autour de son axe, la crémaillère avance d'une longueur L : $L = \pi \cdot d \cdot n$
Avec : - d est le diamètre primitif du pignon ;
- n est le nombre de tours du pignon.

9) Etude énergétique d'un engrenage ou d'un train d'engrenage :

Entrée :

- * P_e = puissance d'entrée (Watt)
- * C_e = couple d'entrée (N.m)
- * ω_e = fréquence d'entrée (rad/s)



- Système: Engrenages
- Rapport de transmission : r
- Rendement : η

Sortie :

- * P_s = puissance de sortie (Watt)
- * C_s = couple de sortie (N.m)
- * ω_s = fréquence de sortie (rad/s)

$$P_e = C_e \cdot \omega_e$$

$$P_s = C_s \cdot \omega_s$$

Transmettre la puissance

$$\text{Rendement : } \eta = \frac{P_s}{P_e} = \frac{C_s \cdot \omega_s}{C_e \cdot \omega_e}$$

Engrenages

$$\text{Couple de sortie : } C_s = C_e \cdot \frac{\omega_e}{\omega_s} \cdot \eta$$

Application N°1 : Réducteur

On donne un 3D d'un réducteur, représenté par la figure ci-contre, formé par les roues suivantes :

$Z_1; Z_1'; Z_2; Z_2'; Z_3; Z_3'; Z_4; Z_4'; Z_5; Z_5'$ et Z_6

Travail demandé

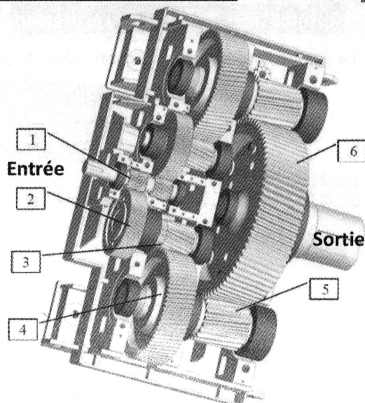
Donner l'expression du rapport de transmission du train d'engrenages.

$$r = \frac{N_s}{N_e} = \frac{N_6}{N_1} = \frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_6}$$

En déduire le sens de rotation de l'arbre de sortie

$n=3$: nombre d'engrenages extérieurs

$(-1)^3 = -1 \Rightarrow$ l'arbre de sortie tourne dans sens contraire

**Application N°2 : Train d'engrenage**

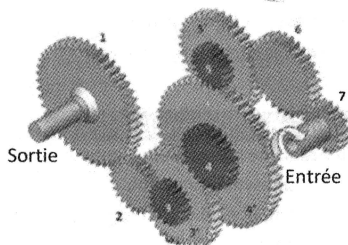
On donne un train d'engrenage, représenté par la figure ci-contre, formé par les roues suivantes :

$Z_1=65$ dents ; $Z_2=32$ dents ; $Z_3=24$ dents ;

$Z_3'=48$ dents ; $Z_4=38$ dents ; $Z_4'=82$ dents ;

$Z_5=26$ dents ; $Z_5'=54$ dents ;

$Z_6=42$ dents ; $Z_7=30$ dents ;

**Travail demandé :**

Donner l'expression du rapport de transmission du train d'engrenages et calculer ce rapport.

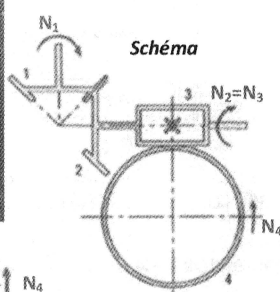
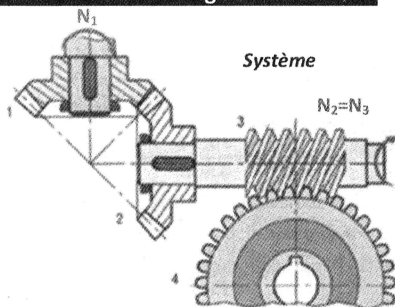
$$r = \frac{Z_7 \cdot Z_6 \cdot Z_5 \cdot Z_4 \cdot Z_3 \cdot Z_2}{Z_6 \cdot Z_5' \cdot Z_4' \cdot Z_3' \cdot Z_2 \cdot Z_1} \Rightarrow r = \frac{Z_7 \cdot Z_6 \cdot Z_5 \cdot Z_4 \cdot Z_3 \cdot Z_2}{Z_6 \cdot Z_5' \cdot Z_4' \cdot Z_3' \cdot Z_2 \cdot Z_1} = \frac{30 \cdot 26 \cdot 38 \cdot 24}{54 \cdot 82 \cdot 48 \cdot 65} = 0,051$$

En déduire le sens de rotation de l'arbre de sortie

$n=6$: nombre d'engrenages extérieurs ; $(-1)^6 = 1 \Rightarrow$ l'arbre de sortie tourne dans le même sens

Application N°3 : Réducteur à renvoi d'angle et vis sans fin

Un réducteur se compose d'un renvoi d'angle $Z_1=20$ dents, $Z_2= 20$ dents et d'un système roue et vis à 3 filets ($Z_3= 3$ dents) et $Z_4 = 45$ dents.

**Travail demandé**

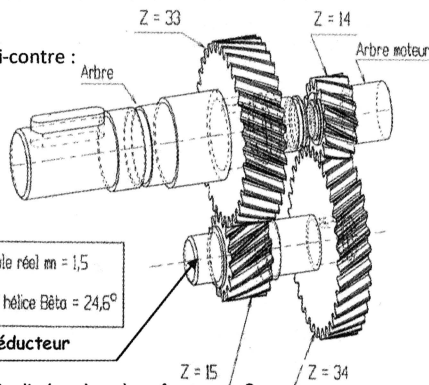
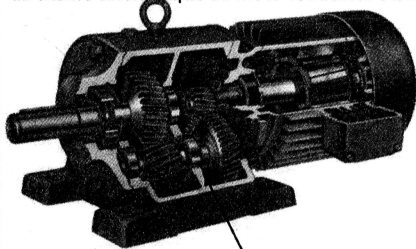
Quelle est la valeur de

N_4 si $N_1=1500$ tr/min

$$\frac{N_4}{N_1} = \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4} \Rightarrow N_4 = N_1 \cdot \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4} = 1500 \cdot \frac{20 \cdot 3}{20 \cdot 45} = 100 \text{ tr/min}$$

Application N°4 : Moto réducteur

La chaîne cinématique du moto-réducteur étant définie ci-contre :

**Travail demandé :**

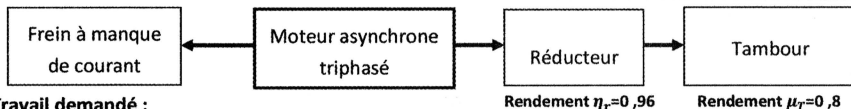
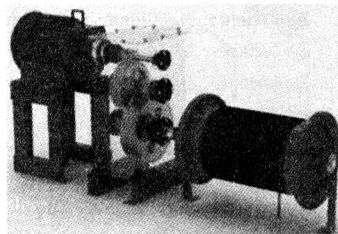
- Pourquoi les dentures de l'arbre intermédiaire sont inclinées dans le même sens ?
Pour que les efforts axiaux se compensent (dirigés en sens inverses).
- Calculer le rapport des vitesses

$$r = \frac{N_s}{N_e} ; r = \frac{14 \times 15}{34 \times 33} = 0,187$$

Application N°5 : Treuil de levage

Le mécanisme suivant représente un treuil de levage composé d'un moteur asynchrone triphasé ($N_m = 1500 \text{ tr/min}$) associé à un frein à manque de courant et un réducteur à deux étages d'engrenages et un tambour plus câble. Le système est capable de soulever une charge maximale $Q = 250 \text{ Kg}$

Le diamètre du tambour $D = 250 \text{ mm}$ et la vitesse de la charge soulevée est $V_c = 0,5 \text{ m/s}$

**Travail demandé :**

- Calculer la vitesse de rotation du tambour (N_T).

$$V_c = R \cdot \omega_T = R \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot N_T}{60} \Rightarrow N_T = \frac{60 \cdot V_c}{R \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 0,5 \cdot 10^3}{125 \cdot 2 \cdot \pi} = 38,21 \text{ tr/min}$$

- Calculer le rapport de transmission du réducteur

$$r = \frac{N_T}{N_m} = \frac{38,21}{1500} = 0,0254$$

- Calculer la puissance nécessaire pour soulever la charge Q

$$P_s = F \cdot V_c \cdot \mu_T = Q \cdot g \cdot V_c \cdot 0,8 = 250 \cdot 10 \cdot 0,5 \cdot 0,8 = 1000 \text{ watt}$$

- En déduire le couple exercé par la charge sur le tambour (C_s).

$$P_s = C_s \cdot \omega_T \Rightarrow C_s = \frac{P_s}{\omega_T} = \frac{P_s \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot N_T} = \frac{1000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 38,21} = 250 \text{ N.m}$$

- Calculer la puissance utile (P_u) pour soulever la charge

$$P_u = \frac{P_s}{\eta_r} \Rightarrow P_u = \frac{1000}{0,96} = 1041 \text{ watt}$$

Application N°6 : Moteur -réducteur

Le moteur asynchrone triphasé à une puissance utile 5Kw, et un rendement

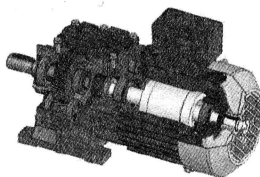
$$\eta_m = 0,96$$

On donne $N_m = 1485 \text{ tr/min}$

Le réducteur à deux étages d'engrenages à denture hélicoïdale a un rendement $\eta_r = 0,95$

$$Z_{10}=23 \text{ dents ; } Z_{11}=46 \text{ dents ;}$$

$$Z_8=17 \text{ dents ; } Z_{12}=85 \text{ dents}$$



Modèle 3D

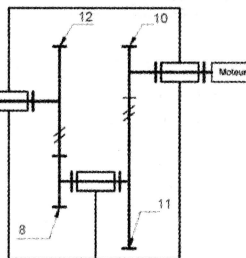


Schéma cinématique

Travail demandé :

- 1) Calculer le couple disponible sur l'arbre moteur.

$$P_m = C_m \cdot \omega_m = C_m \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot N_m}{60} \Rightarrow C_m = \frac{P_m \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot N_m} = \frac{P_m \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot N_m} = \frac{5 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1485} = 32,16 \text{ N.m}$$

- 2) Calculer le rapport de transmission du réducteur.

$$r = \frac{Z_{10} \cdot Z_8}{Z_{11} \cdot Z_{12}} = \frac{23 \cdot 17}{46 \cdot 85} = 0,1$$

- 3) Calculer la puissance disponible en sortie du réducteur.

$$P_s = P_m \cdot \eta_r = P_m \cdot 0,95 = 4,8 \text{ Kw}$$

- 4) En déduire le couple de sortie C_s et la vitesse de sortie

$$P_s = C_s \cdot \omega_s = C_s \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot N_s}{60} = C_s \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot N_m \cdot r}{60} \Rightarrow C_s = \frac{P_s \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot N_m \cdot r} = \frac{4,8 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1485 \cdot 0,1} = 308,82 \text{ N.m}$$

Application N°7 : Boite de vitesse non synchronisée

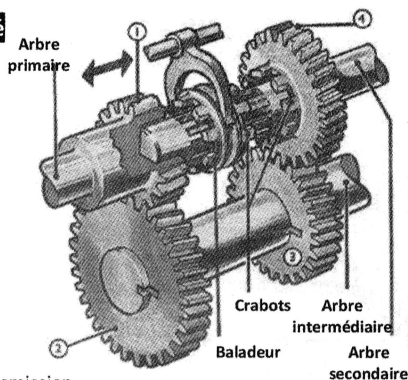
Chaque crabot constitue un embrayage instantané qui ne peut être commandé qu'à l'arrêt.

Le pignon (1) est solidaire de l'arbre primaire.

Le pignon (4) de l'arbre secondaire est libre en rotation (pignon fou).

Le crabot coulissant est en liaison glissière sur l'arbre secondaire.

Pour transmettre le mouvement, il faut déplacer le crabot baladeur pour lier en rotation le pignon fou (2,3) avec l'arbre secondaire.

**Travail demandé**

Compléter le tableau suivant l'expression du rapport de transmission

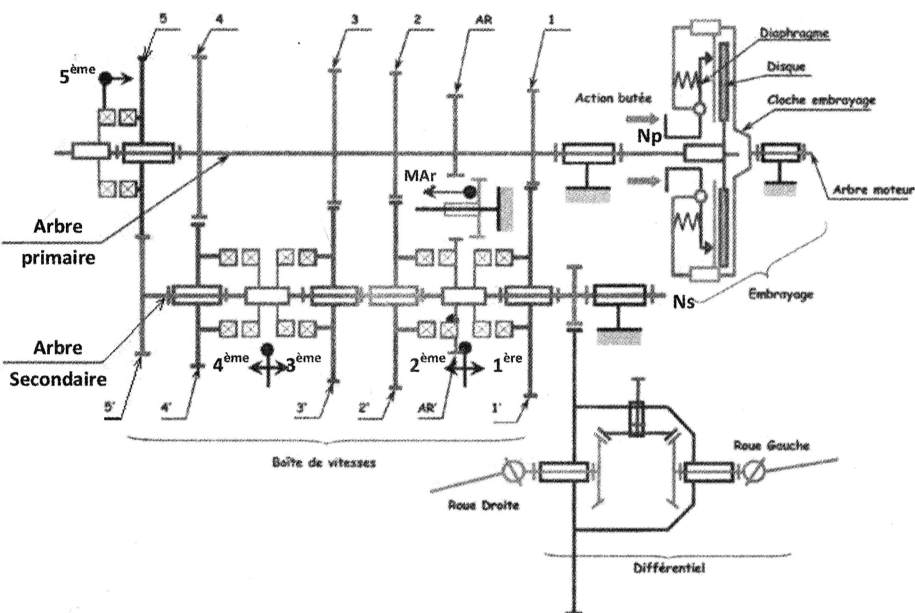
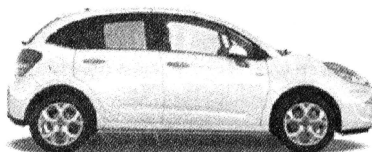
Point mort	1ère Vitesse	2ème Vitesse
Baladeur au milieu	Baladeur à droite	Baladeur à gauche
$r = 0$	$r = \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$	$r = 1$

Application N°8 : Boîte de vitesse synchronisée (pour voiture C3)

Elle est commandée en marche par l'intermédiaire des synchroniseurs.

Chaque baladeur « synchroniseur » constitue un embrayage progressif à friction conique qui peut être commandé en marche.

Soit le schéma cinématique de la boîte de vitesse de C3

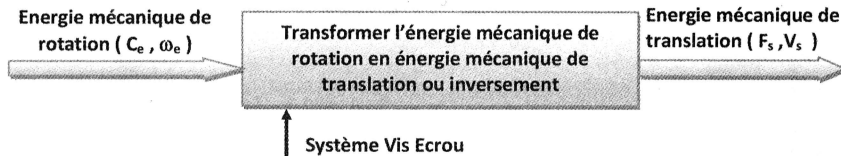


Travail demandé :

Exprimer et calculer les différents rapports de transmission entre l'arbre primaire et l'arbre secondaire :

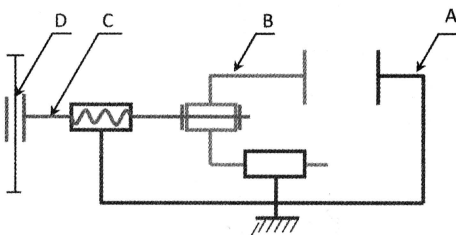
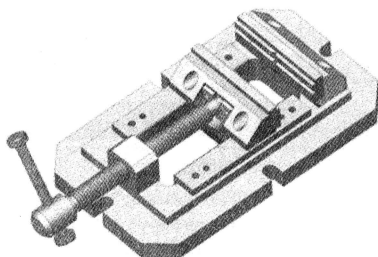
$$r = \frac{N_s}{N_p} = \frac{\text{Roue menante}}{\text{Roue menée}}$$

Vitesse	Z primaire	Z secondaire	Rapport de transmission
1 ^{ère}	10	36	$Z_1/Z_{1'}$ 10/36=0,2777
2 ^{ème}	18	35	$Z_2/Z_{2'}$ 18/35=0,5142
3 ^{ème}	27	33	$Z_3/Z_{3'}$ 27/33=0,8181
4 ^{ème}	32	28	$Z_4/Z_{4'}$ 32/28=1,1428
5 ^{ème}	35	24	$Z_5/Z_{5'}$ 35/24=1,4583
M.Ar	9	31	AR/AR' 9/31=0,2903

1) Fonction :**2) Exemple : Etau de perceuse**

Le dessin ci-dessous représente un étau de perceuse permettant de fixer une pièce.

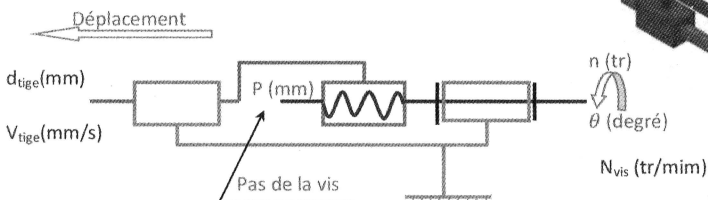
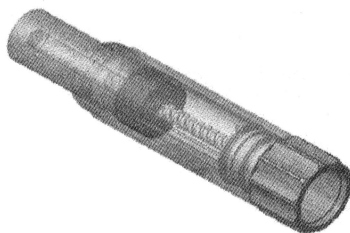
La rotation de l'avis de manœuvre assurée par le bras provoque la translation du mors mobile pour obtenir le serrage ou le desserrage de la pièce à usiner.

**3) Exemple : Stick Colle**

- Il se compose de quatre éléments :

- *Le corps (0)
- *Bouton de manœuvre (Vis :1)
- *Support de colle (Ecou :2)
- *Bouchon

- Sachant qu'une vis se caractérise par son "pas" P .
- Le déplacement de (2) pour 1 tour de rotation de (1) : $d = P$

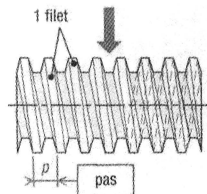


UN tour de la vis par rapport à l'écrou $\Rightarrow$ Déplacement de la valeur du pas de la vis par rapport à l'écrou

Le pas est la distance entre 2 "sommets" consécutifs d'un même filet

$$\text{DEPLACEMENT (mm)} = \text{PAS (mm)} \times \text{NOMBRE DE TOUR}$$

$$d = P \cdot n$$

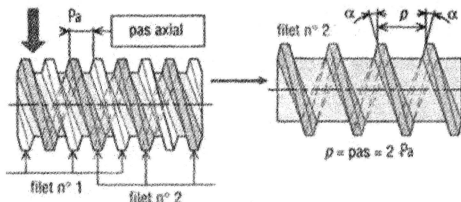


4) Vis à plusieurs filets :

Si une vis a plusieurs filets de pas apparent P_a

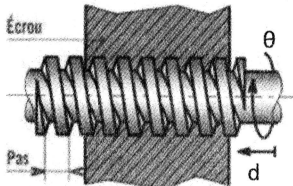
P : le pas en mm,

(k est le nombre de filets ; P_a pas apparent)



4) Loi Entrée Sortie :

Pour une rotation θ de la vis on a un déplacement " d " de l'écrou :



$$d = \frac{\theta}{360} \cdot P \quad \text{Si } \theta \text{ en degré}$$

$$d = \frac{\theta}{2 \cdot \pi} \cdot P \quad \text{Si } \theta \text{ en rad}$$

VITESSE DE DÉPLACEMENT (mm/s) = PAS (mm) x VITESSE DE ROTATION (mm/s) $V = P \cdot N$

$$V = \frac{N_{vis}}{60} \cdot P$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60}$$

- d : le déplacement en mm
- θ : l'angle de rotation en degré
- V : vitesse linéaire en mm/s
- N : Fréquence de rotation en tr/min
- ω : Vitesse angulaire en rad/s
- n : nombre de tour

5) Condition de réversibilité :

La transformation inverse de translation en rotation est quelquefois possible.

Une étude théorique du filetage carré donne la condition de réversibilité suivante :

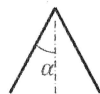
Avec φ angle de frottement entre la vis et l'écrou

$\tan(\varphi) = f$: coefficient de frottement

α : angle d'hélice

Le système vis écrou est irréversible si la condition géométrique selon l'angle de frottement est respectée

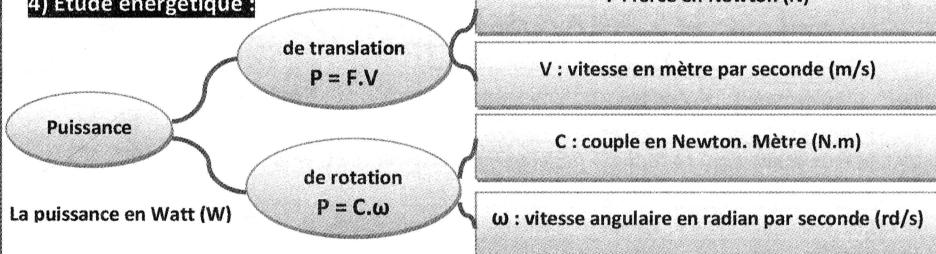
$$\varphi < \alpha < \frac{\pi}{2} - \varphi$$



Condition d'irréversibilité : $\alpha < \varphi$

La rotation entraîne la translation

4) Etude énergétique :



Si on suppose le frottement négligé (liaison parfaite) et le rendement à 100%

La puissance de rotation est égale à la puissance de translation $C \cdot \omega = F \cdot V \Rightarrow C \cdot \frac{2\pi N}{60} = Fa \cdot \frac{N}{60} \cdot P$

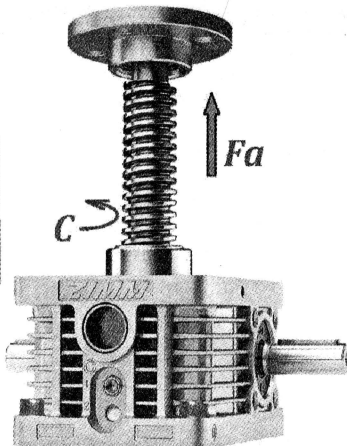
Couple exercé :

$$C = Fa \cdot \frac{P}{2 \cdot \pi}$$

Effort axial développé :

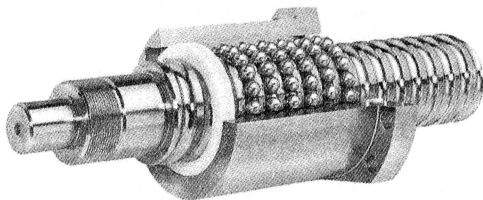
$$Fa = C \cdot \frac{2 \cdot \pi}{P}$$

- C : Couple exercé en m.N
- N : Fréquence de rotation en tr/min
- P : Le pas en m
- Fa : Effort axial en N



5) Amélioration du rendement :

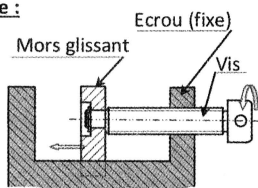
Pour améliorer le rendement on utilise des systèmes vis-écrou à billes tel que :



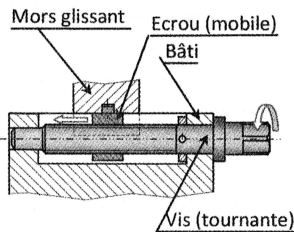
6) POSSIBILITES DE MOUVEMENTS :

Cas où la vis est motrice :

Ecrou entièrement fixe, la vis animée d'un mouvement hélicoïdal (rotation et translation conjugués)

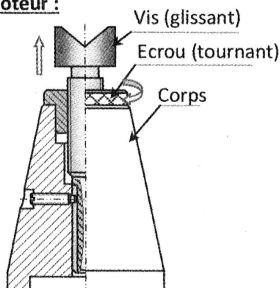


Ecrou immobilisé en rotation, vis immobilisée en translation
La rotation de la vis entraîne la translation de l'écrou

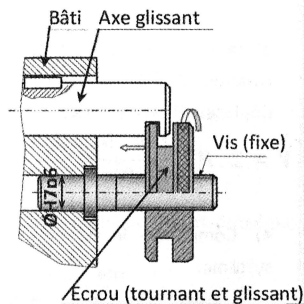


Cas où l'écrou est moteur :

Vis immobilisée en rotation ; écrou immobilisé en translation



Vis entièrement fixe, l'écrou animé d'un mouvement hélicoïdal (rotation et translation)



Application N°1 : Commande d'un chariot de tour

La vis mère (3) est toujours en rotation continue.

La vis de commande (4) à pas contraire, assure l'écartement ou le rapprochement simultané des demi-écrous.

L'écartement rapide des demi-écrous détermine l'arrêt

Données :

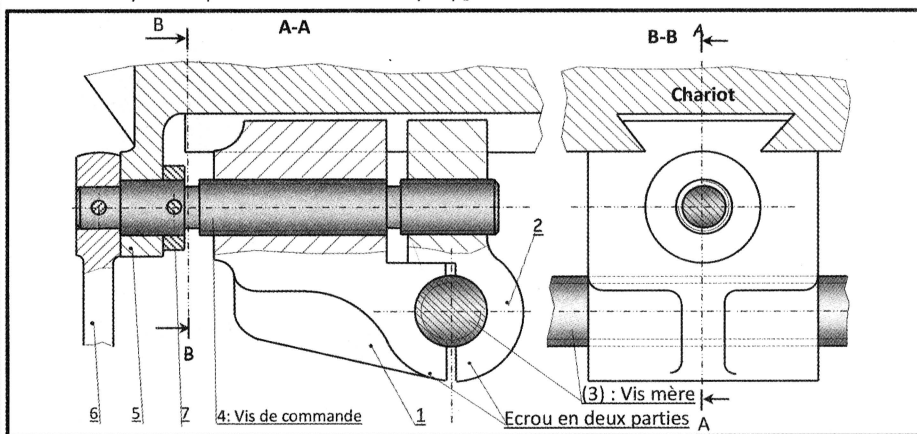
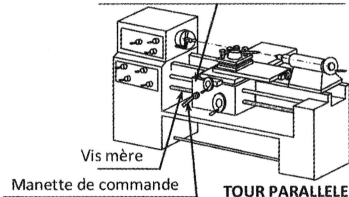
Vis de commande :

Premier filet de profil triangulaire droit de pas $p = 8\text{ mm}$

Deuxième filet de profil triangulaire gauche de pas $p' = 8\text{ mm}$

Vis mère de profil trapézoïdal à deux filets de pas $p_1 = 5\text{ mm}$

Chariot longitudinal (Trainard)

**Travail demandé :**

- 1) Le système utilisé permet de commander ou d'arrêter à volonté le déplacement du trainard au cours de la rotation de la vis mère. A quoi peut-on assimiler ce système ?

Le système utilisé peut être assimilé à un embrayage.

- 2) La rotation du levier (6) est de $\frac{1}{4}$ de tour, calculer le déplacement des deux parties de l'écrou.

Pour un tour de la vis de commande le déplacement des deux parties de l'écrou est de

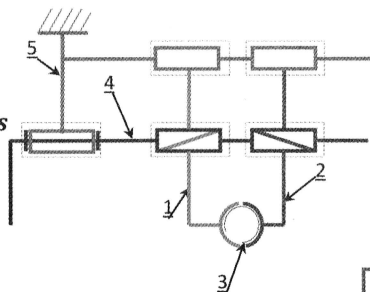
$$p + p' = 8 + 8 = 16 \text{ mm}$$

Pour un $\frac{1}{4}$ de tour le déplacement est de $\frac{1}{4} \cdot 16 = 4\text{ mm}$

- 3) Si la vis mère tourne à une vitesse de rotation $N = 250 \text{ tr/mim}$, calculer la vitesse de déplacement du chariot.

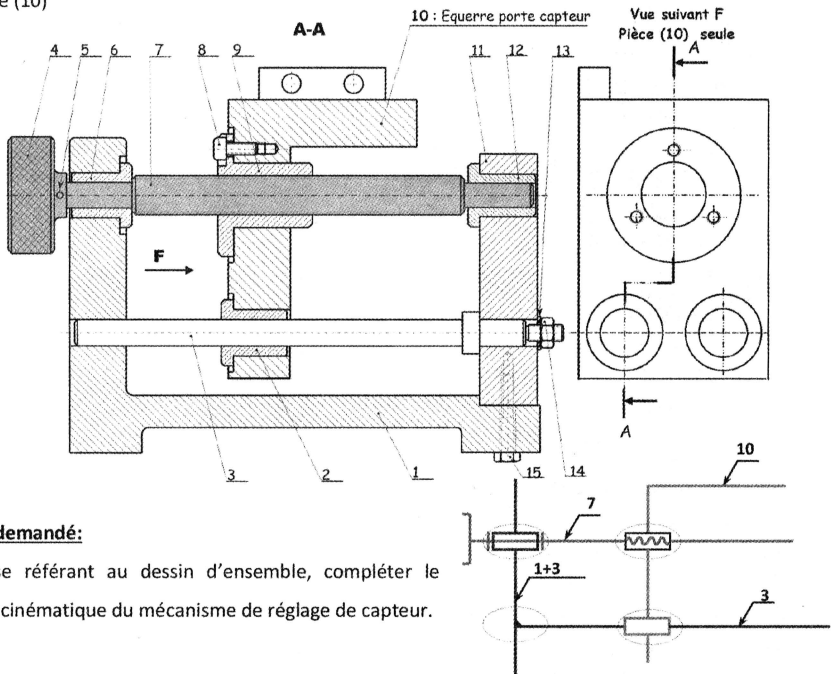
$$V = 2 \cdot P_1 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} = \frac{2 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 250}{60} = 0,26 \text{ m/s}$$

- 4) Compléter le schéma cinématique du système.



Application N°1: Mécanisme de régale de capteur

L'action de l'opérateur sur le bouton moleté (4) permet d'avancer ou de reculer le capteur qui est fixé sur l'équerre (10)



Travail demandé:

- 1) En se référant au dessin d'ensemble, compléter le schéma cinématique du mécanisme de réglage de capteur.
- 2) Citer tous les éléments filetés du mécanisme en indiquant leurs fonctions.

Éléments filetés	Fonction
14-3	Assembler (3) avec (11)
8-10	Assembler de (9) avec (10)
15-11	Assembler de (1) avec (11)
9-7	Transformer la rotation (7) en translation de (9)

- 3) Compléter le tableau suivant en :

- indiquant la nature du mouvement de la vis (7) et l'écrou (9).
- mettant une croix devant l'organe menant

	Mouvement d'entrée	Mouvement de sortie	Organe menant
Vis de commande (7)	Rotation	-	X
Ecrou (9)	-	Translation	

- 4) Sachant que la vis (7) est à un seul filet, à pas fin de pas $P=1$ et que le bouton moleté (4) est divisé par 100 petites graduations.

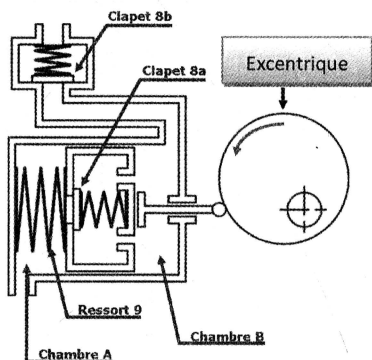
Calculer la translation de l'écrou pour une déviation d'une petite graduation du bouton

Pour un tour de la vis (7), l'écrou translate d'une distance égale pas = 1mm

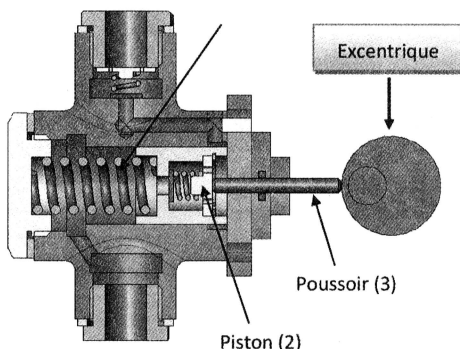
La translation pour une déviation d'une petite graduation = $1/100 = 0,01\text{mm}$

Exemple : Pompe d'alimentation à essence

La pompe d'alimentation, fixée sur la pompe d'injection, à pour rôle d'aspirer le gazole provenant du ou des filtres et de le refouler sous une pression de transfert dans tous les volumes libres de la pompe d'injection.

Principe de fonctionnement :**Phase de remplissage de la chambre B :**

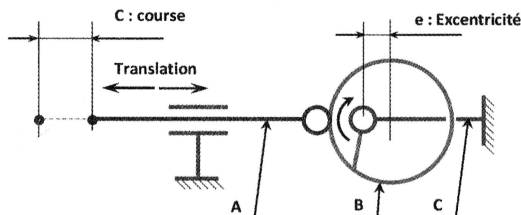
L'excentrique tourne dans le sens inverse des aiguilles d'une montre. Elle déplace alors vers la gauche le poussoir (3) et le piston (2). Le clapet (8a) s'ouvre et permet le transfert du carburant de la chambre A vers la chambre B. Le clapet (8b) est fermé.

**Phase de refoulement de la chambre B vers la sortie :**

Le retour du piston (2) de la gauche vers la droite s'effectue à l'aide du ressort (9). Le clapet (8a) est fermé. Le clapet (8b) est ouvert et laisse passer le carburant vers la sortie.

Fonction de l'excentrique :

Transformer un mouvement circulaire continu en un mouvement rectiligne alternatif. Ce mécanisme n'est pas réversible.



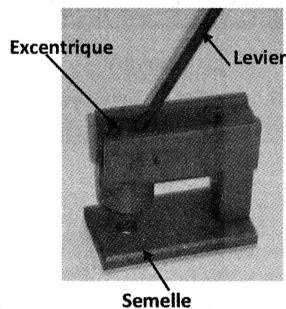
La course du poussoir s'écrit : $C = 2e$ avec e : l'excentricité

Application N°1: presse à excentrique

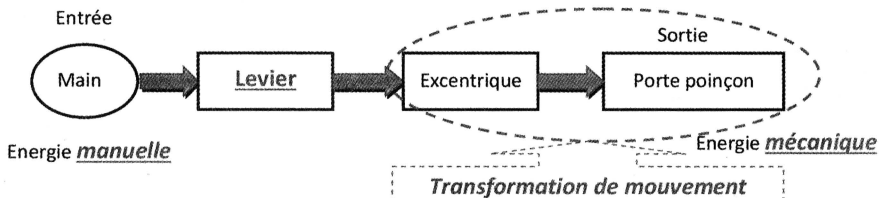
La presse à excentrique sert à poinçonner, riveter des tôles de faible épaisseur (1 mm maxi).

L'outil poinçon est positionné dans le porte poinçon et immobilisé avec une vis.

L'outil matrice est positionné dans la semelle et immobilisé avec une vis.

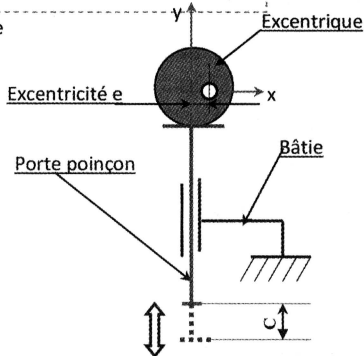
Travail demandé :

- 1) Compléter la chaine de transmission et entourer les cases concernant la transformation de mouvement



- 2) Ecrire la relation liant la course par rapport à l'excentrique

Course : $C = 2 \cdot e$

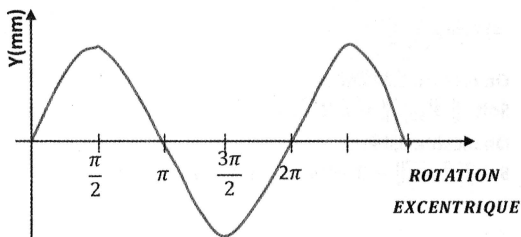


- 3) Le système est il réversible : **Non**

- 4) Cocher dans le tableau

	Entrée	Sortie
Rotation continue	x	
Rotation alternative		
Translation continue		
Translation alternative		x

- 5) Tracer l'allure du graphe de déplacement linéaire (y) en fonction de la rotation



Application N°2: Pompe à piston

Composition des vecteurs vitesses (Rappel)

En un point A, quels que soient les solides 0,1 et 2

$$\vec{V}_{A1/0} = \vec{V}_{A1/2} + \vec{V}_{A2/0}$$

L'excentrique (5), entraînée en B par un arbre moteur, pousse en A le piston (2) en liaison glissante par rapport au bâti (1). La liaison entre (5) et (1) est une liaison pivot. La fréquence de rotation de l'excentrique (5) est de 1480 tr/min.

Travail demandé :

- 1) En se référant au dessin ci-dessous, calculer : $\|\vec{V}_{A5/1}\|$

$$\|\vec{V}_{A5/1}\| = \omega_{5/1} \cdot AB \text{ et } \omega_{5/1} = \frac{2 \cdot \pi N_{5/1}}{60}$$

$$\|\vec{V}_{A5/1}\| = \frac{2 \cdot \pi N_{5/1}}{60} \cdot AB = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1480}{60} \cdot 0,024 = 3,72 \text{ m/s}$$

- 2) Construire le vecteur $\vec{V}_{A5/1}$ pour une échelle de 1 cm $\rightarrow$ 1 m/s

Soit $\frac{3,732}{1} = 3,7 \text{ cm}$

$$\vec{V}_{A5/1} = \vec{V}_{A5/2} + \vec{V}_{A2/1}$$

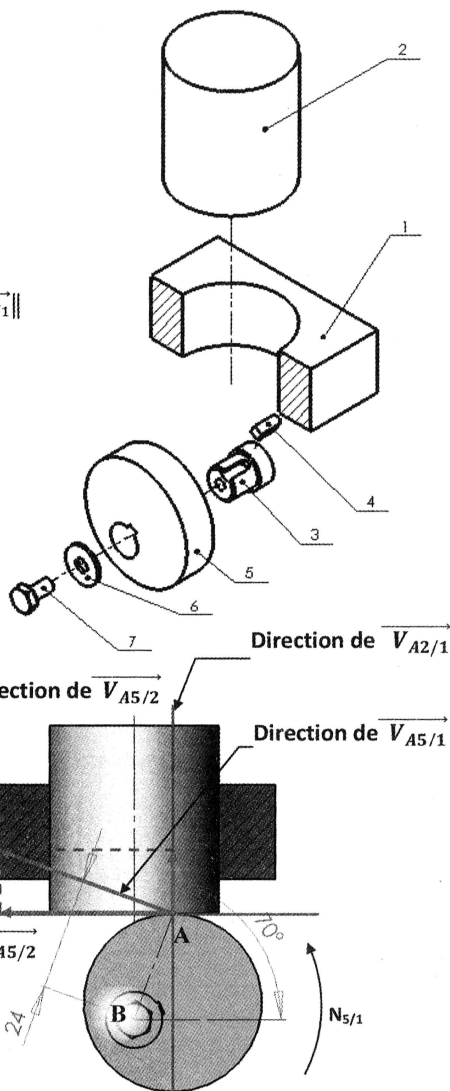
- 4) Evaluer $\|\vec{V}_{A2/1}\|$ et $\|\vec{V}_{A5/2}\|$

On mesure 1,27 cm

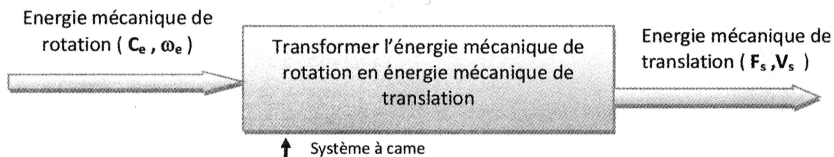
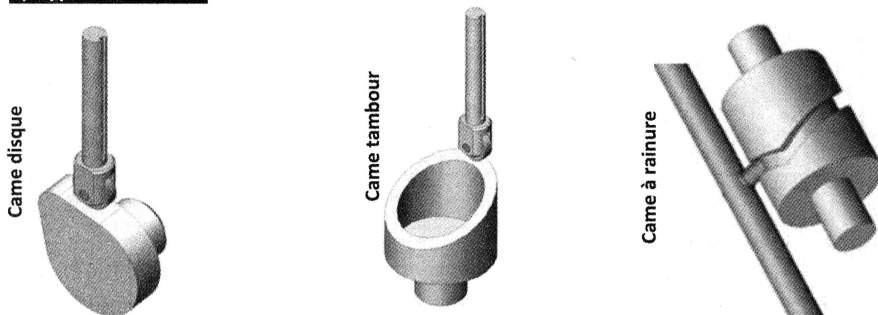
Soit $\|\vec{V}_{A2/1}\| \approx 1,27 \times 1 \approx 1,27 \text{ m.s}^{-1}$

On mesure 3,49 cm

Soit $\|\vec{V}_{A5/2}\| \approx 3,49 \times 1 \approx 3,49 \text{ m.s}^{-1}$

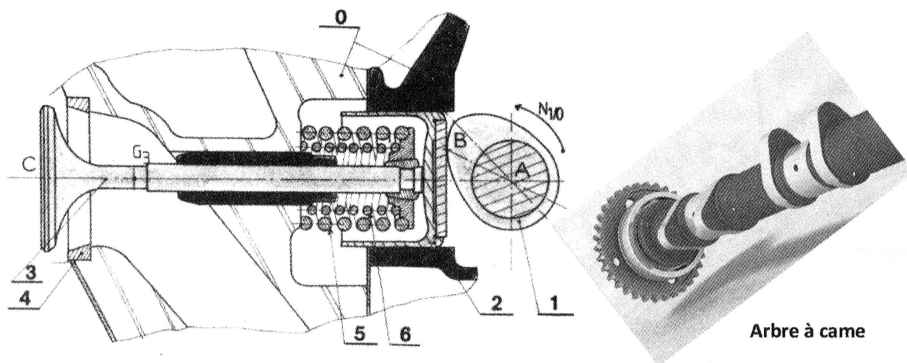


Echelle 1 : 1

1) Fonction :**2) Types de cames :****3) Exemple d'utilisation : Commande d'une soupape**

Le dispositif représenté ci-dessous permet la commande d'une soupape d'admission d'un moteur à combustion à 4 temps avec arbre à came en tête.

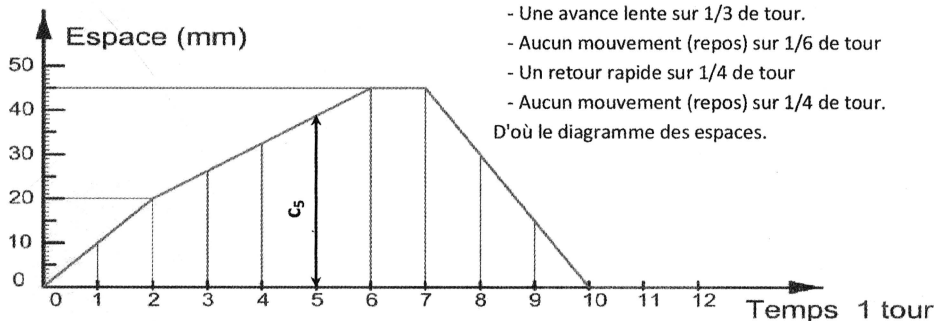
Principe : Le vilebrequin du moteur entraîne l'arbre à cames (1) par l'intermédiaire d'une courroie crantée. La came (1) reçoit le mouvement puis entraîne le poussoir (2) solidaire en translation de la soupape (3). La soupape (3) se décolle du siège de soupape (4) et laisse entrer l'air puis elle se referme sous l'effet des ressorts de rappel (5) et (6).



4) Traçage du profil extérieur d'une came disque

Le profil de la came est déterminé à partir de la loi de mouvement de la tige "courbe des espaces"

1) Courbe des espaces :



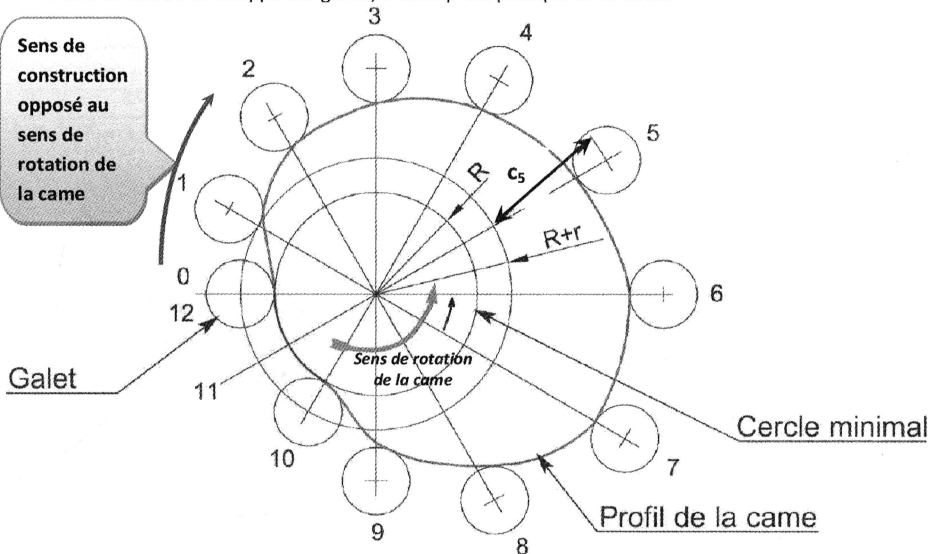
La rotation d'un tour de la came transmet à la tige :

- Une avance lente sur 1/3 de tour.
- Aucun mouvement (repos) sur 1/6 de tour
- Un retour rapide sur 1/4 de tour
- Aucun mouvement (repos) sur 1/4 de tour.

D'où le diagramme des espaces.

2) Démarche du tracé du profil de la came :

- Tracer le cercle minimal de rayon $[(R+r)]$: plus petite distance entre le centre de la came et celui du galet lié à la tige (avec R : Rayon mini de la came et r : rayon du galet)
- Diviser le cercle en 12 secteurs égaux (autant que d'espaces sur le graphe).
- Mesurer sur le graphe les variations de la course et les reporter à l'extérieur du cercle minimal.
- Tracer les 12 positions du galet.
- Tracer la courbe-enveloppe des galets, c'est le profil pratique de la came.



Application N°2 : Tronçonneuse

On désire remplacer le vérin C3 par une came disque et tige avec galet. La came, entraînée par un moteur, tourne à **5 tr/min**, elle réalise le cycle donné par les quatre phases suivantes :

Phase 1 : Approche de la tronçonneuse :

Descente rapide de 1/4 de tour avec un mouvement uniforme

Phase 2 : Découpage

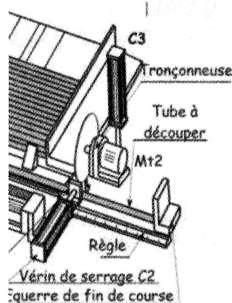
Descente lente de 1/3 de tour d'un mouvement uniforme

Phase 3 : Repos

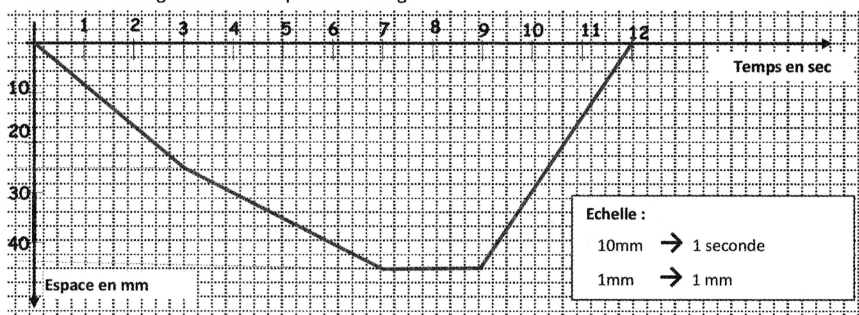
A la fin de découpage la tronçonneuse reste au repos pour un angle de ($\pi/3$)

Phase 4 : Dégagement de la tronçonneuse

Montée rapide pour le reste du tour de la came avec un mouvement uniforme



On donne le diagramme des espaces de la tige

**Travail demandé :**

1) Calculer la vitesse de rotation de la came en tours/sec

$$1/12 \text{ tr/S}$$

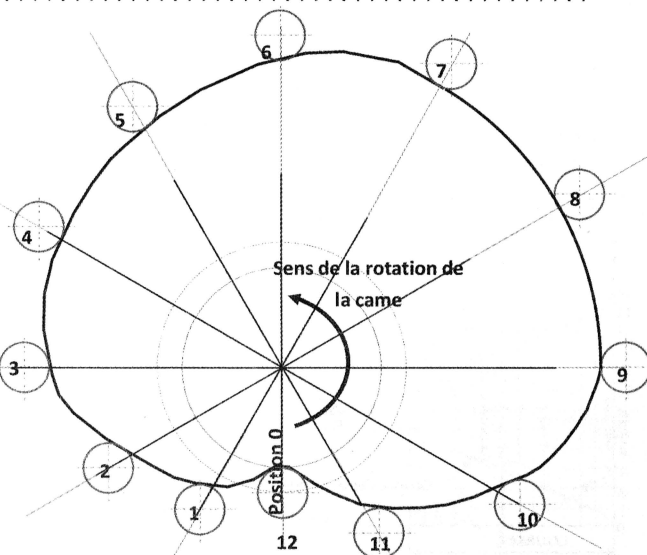
2) Déterminer la course (le déplacement) maximale de la tronçonneuse

$$45 \text{ mm}$$

3) En déduire le diamètre maxi de la barre à découper si on prévoit une avant-garde de 2mm avant que la tronçonneuse se mette en contact avec la barre et 2mm après le découpage

$$(20-2-2)=16 \text{ mm}$$

4) Tracer les profils réel et théorique pour un diamètre de base de 40 mm et un galet de diamètre 10 mm (Echelle de traçage 1 :1)



1) Fonction:

Energie mécanique de rotation (C_e, ω_e)

Transformer l'énergie mécanique de rotation en énergie mécanique de translation alternative et inversement

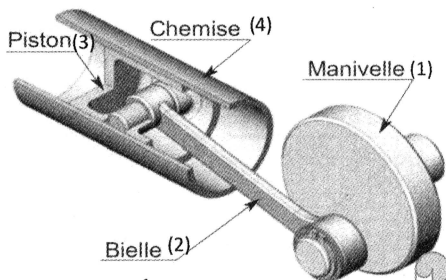
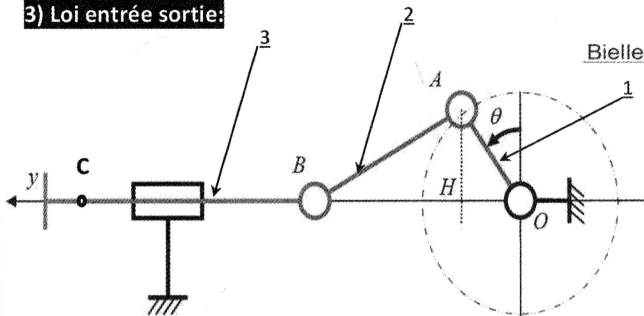
Energie mécanique de translation (F_s, V_s)

Système Bielle Manivelle

2) Constituant:

Le mouvement circulaire continu de la manivelle (1) est transformé en un mouvement rectiligne alternatif du piston (3).

Pour une course aller et retour du piston (3) la manivelle (1) fait un tour.

**3) Loi entrée sortie:**

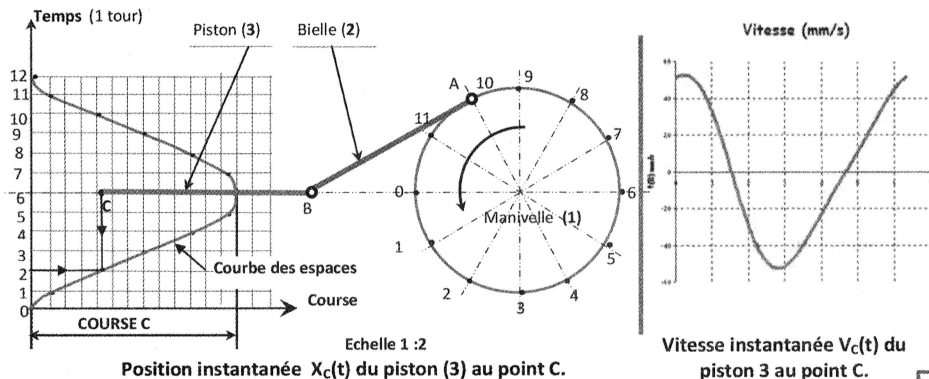
La course C du piston est égale à deux fois la valeur du rayon de la manivelle R

$$C = 2.OA = 2.R$$

Soient $OA = R = 50 \text{ mm}$: Rayon de la manivelle ; $AB = L = 84 \text{ mm}$: Longueur de la bielle

Sachant que la manivelle (1) tourne à une vitesse constante : $N = 400 \text{ tr/min}$:

Mouvement de la manivelle : Mouvement de rotation uniforme : $\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 400}{60} \approx 42 \text{ rad/s}$



Problème : Déterminer à un instant la vitesse d'un point M du piston (3) par la méthode d'équiprojectivité

Mouvements par rapport au carter :

- 1/0 : Rotation d'axe OZ
- 3/0 : Translation rectiligne alternatif de direction x
- 2/0 : Mouvement plan quelconques dans xy

Autres mouvements relatifs

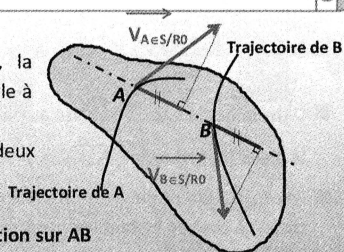
- 2/1 : Rotation d'axe Az
- 3/2 : Rotation d'axe BZ

(Rappel) : Equiprojectivité

Si A et B sont deux points distincts d'un solide, la projection orthogonale de la vitesse de A sur (AB) est égale à la projection orthogonale de la vitesse de B sur (AB).

L'utilisation de ce théorème ne s'applique que si les deux points A et B appartiennent au même solide (S).

Les vecteurs vitesses $\vec{V}_{AeS/0}$ et $\vec{V}_{BeS/0}$ ont même projection sur AB

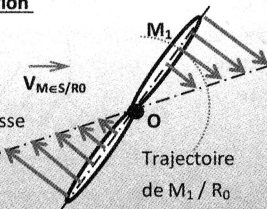


Rappel : Mouvement de rotation

Le champ de vitesse pour un mouvement circulaire est triangulaire

$\vec{V}_{MeS/R0} \perp OM$ (le vecteur vitesse est tangente à la trajectoire)

$$\|\vec{V}_{MeS/R0}\| = R \cdot \omega$$



- Calculer la vitesse linéaire au point A de la manivelle (1) : en m/s

$$\|\vec{V}_{Ae1/R0}\| = R \cdot \omega = 50 \cdot 10^{-3} \cdot 42 = 2,1 \text{ m/s}$$

- Déterminer la vitesse linéaire au point A de la bielle (2) : en m/s

$$\|\vec{V}_{Ae1/R0}\| = \|\vec{V}_{Ae2/R0}\| = 2,1 \text{ m/s}$$

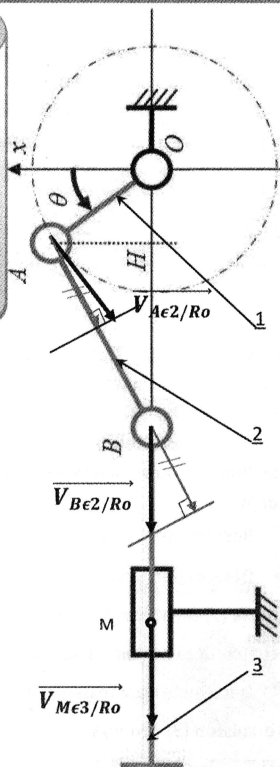
- Représenter en respectant l'échelle : $\vec{V}_{Ae2/R0}$

Déterminer, la vitesse du point B de la bielle (2) en utilisant la méthode de l'équiprojectivité des vitesses.

- Déterminer la vitesse linéaire au point B du piston (3) : en m/s

$$\|\vec{V}_{Be2/R0}\| = \|\vec{V}_{Be3/R0}\| = 2,2 \text{ m/s}$$

$$\|\vec{V}_{Me3/R0}\| = 2,2 \text{ m/s}$$



Echelle : 1m/s

1mm

Problème : Déterminer à un instant la vitesse d'un point M du piston (3) par la méthode du centre instantané de rotation

Mouvement de la bielle par rapport au bâti : Mouvement plan quelconques dans xy

Rappel : Centre instantané de rotation (C.I.R.)

A chaque instant du mouvement plan d'un solide, il existe un point I de ce plan, et un seul, ayant une vitesse nulle, ce point est appelé centre instantané de rotation (C.I.R.)

- Déterminer la vitesse linéaire au point A de la bielle (2) : en m/s $\|\vec{V}_{Ae2/Ro}\| = 2,1\text{m/s}$

- Le centre instantané de rotation se trouve à chaque instant sur la normale à la trajectoire T_A d'un point quelconque $A_{(e2/Ro)}$.

- Il est situé également sur la normale à la trajectoire T_B d'un point quelconque $B_{(e2/Ro)}$.

- Le C.I.R. se trouve donc à l'intersection des normales aux vecteurs vitesses $\vec{V}_{Ae2/Ro}$ et $\vec{V}_{Be2/Ro}$

- Il permet de déterminer graphiquement la vitesse d'un point quelconque de (2) à l'instant t, à partir d'une vitesse connue.

- **En conclusion :** Pour connaître entièrement le champ des vitesses d'un solide en mouvement plan, il suffit de connaître le vecteur vitesse d'un point et la direction du vecteur vitesse d'un autre point.

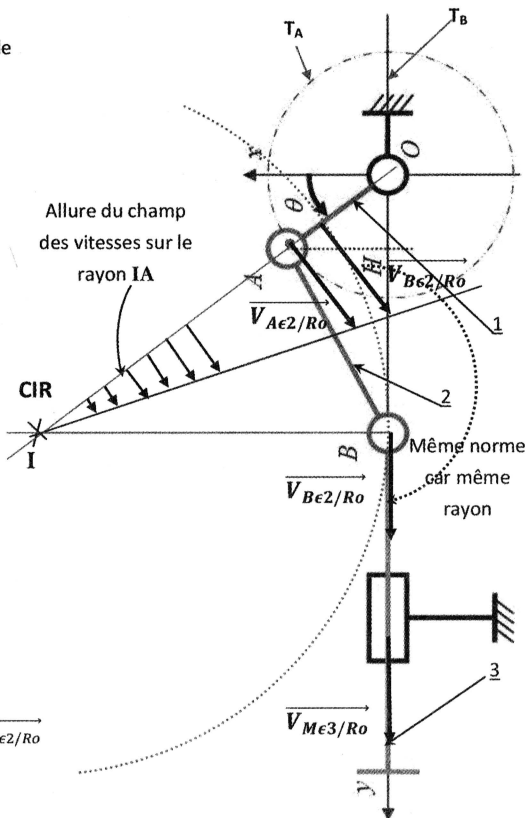
- Représenter en respectant l'échelle : $\vec{V}_{Ae2/Ro}$

- Déterminer, la vitesse du point B de la bielle (2) en utilisant la méthode de du champ des vitesses sur le rayon IA.

- Déterminer la vitesse linéaire au point

B du piston (3) : en m/s

$$\|\vec{V}_{Be2/Ro}\| = \|\vec{V}_{Be3/Ro}\| = 2,2\text{m/s}$$



Echelle : 1 m/s → 1mm

$$\|\vec{V}_{Me3/Ro}\| = 2,2\text{m/s}$$

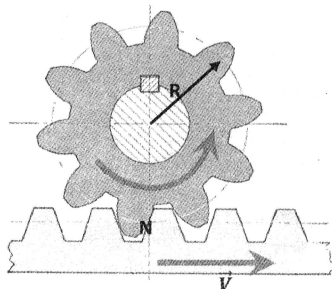
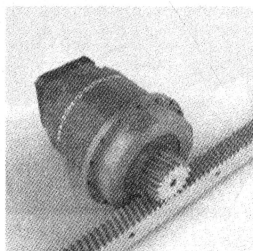
1) Fonction :

Energie mécanique
de rotation (C_e, ω_e)

Transformer l'énergie mécanique de
rotation en énergie mécanique de
translation et inversement

Energie mécanique de
translation (F_s, V_s)

↑ Système à pignon crémaillère

**2) Déplacement linéaire :**

Le déplacement linéaire X de la crémaillère pour une rotation θ en degrés :

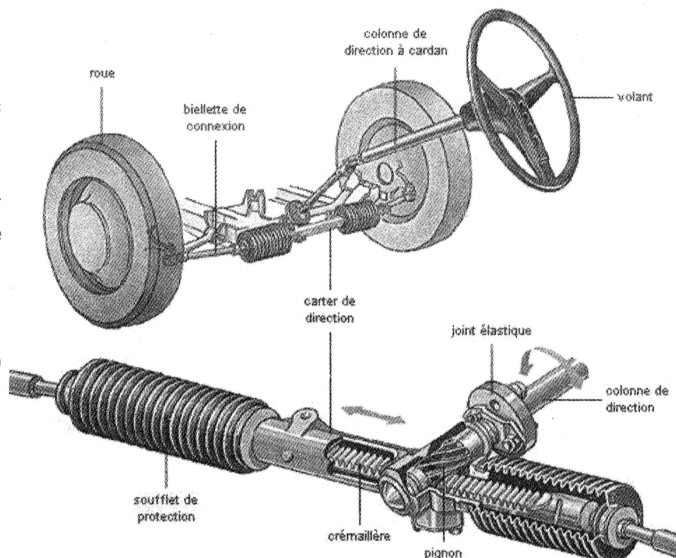
$$X = r \cdot \theta$$

3) Vitesse linéaire V :

$$V = \frac{d \cdot \omega}{2} = R \cdot \omega$$

4) Application : Direction à crémaillère :

La crémaillère de direction a pour fonction de transmettre aux roues avant d'un véhicule automobile le mouvement souhaité par le conducteur à travers le volant et la colonne de direction. La rotation du pignon provoque un déplacement latéral de la crémaillère, vers la gauche ou vers la droite selon le changement de direction souhaité.



1) Définition:

Une poutre est sollicitée à la flexion plane simple lorsque le système de forces extérieures se réduit à un système plan et que toutes les forces sont perpendiculaires à la ligne moyenne. **La déformation est un fléchissement.**

2) Effort tranchant :

$\bar{T}$ = - (somme algébrique de toutes les forces situées à gauche de la section considérée)

L'effort tranchant crée du cisaillement dans la pièce.

Contrainte maximale tangentielle:

$$\|\vec{\tau}_{\text{Maxi}}\| = \frac{\|\vec{T}_{\text{Maxi}}\|}{S}$$

$\|\vec{T}_{\text{Maxi}}\|$: Valeur de la force tangentielle maximale (effort tranchant maximale) sur une section droite en (N)

S : Aire de la section droite en (mm²)

3) Moment fléchissant :

$\bar{M}_f$ = - (Moment résultant en G de toutes les forces (ou et du moment d'encastrement) situées à gauche de la section considérée)

Le moment fléchissant agit sur la déformée :

Le moment fléchissant induit une répartition de contrainte sur toute la section de la poutre, certaines fibres sont comprimées et se raccourcissent alors que d'autres sont tendues et s'allongent

Contrainte maximale normale:

Cette contrainte est **maximale** pour un point de la fibre la plus éloignée de l'axe neutre ; soit en désignant par V sa distance à cet axe :

$$\sigma_{\text{Maxi}} = \frac{M_{f_{\text{Maxi}}}}{I_{G,z} \frac{V}{V}}$$

σ : Contrainte normale au point M en Newton par mm² (MPa)

V: Ordonnée de la fibre la plus éloignée de l'axe neutre en (mm)

M_f: Moment de flexion sur (G, $\vec{z}$) en (N.mm)

$I_{G,z}$: Moment quadratique de la section droite par rapport à son axe (G, $\vec{z}$) en mm⁴
 ($\frac{I_{G,z}}{V}$) est le module de flexion de la section considérée (en mm³)

4) Condition de résistance à la flexion :

$$\sigma_{\text{Maxi}} \leq R_{pe}$$

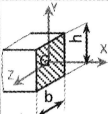
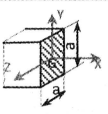
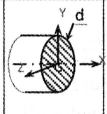
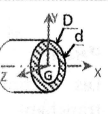
$$\text{Avec : } R_{pe} = \frac{R_e}{s}$$

R_p : Résistance pratique à l'extension en (N/mm²)

R_e : Résistance élastique en (N/mm²)

s : coefficient de sécurité sans unité

5) Moment quadratique et surface des surfaces remarquables :

Surface				
Moment quadratique / à l'axe GZ en mm ⁴ $I_{G,z}$	$\frac{b \cdot h^3}{12}$	$\frac{a^4}{12}$	$\frac{\pi \cdot d^4}{64}$	$\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64}$
V en mm	$\frac{h}{2}$	$\frac{a}{2}$	$\frac{d}{2}$	$\frac{D}{2}$
S : Aire de la section droite en (mm ²)	$b \cdot h$	a^2	$\frac{\pi \cdot d^2}{4}$	$\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$

Exemple N1 : Poutre sur deux appuis avec une charge ponctuelle

Vérifier par calcul la résistance à la flexion pour le levier de la mini-perceuse sachant que $R_{pe} = 300 \text{ N/mm}^2$

$$\|\vec{F}_A\| = 420 \text{ N}; \|\vec{F}_B\| = 1820 \text{ N et } \|\vec{F}_C\| = 1400 \text{ N}$$

a- Variations des efforts tranchant:

Pour une section S1 située entre A et B définie par son abscisse x telle que : $0 \leq x < 250$! Signet non défini. $x < 250$

$$\vec{T} = -(-\|\vec{F}_A\|) = 420 \text{ N}$$

Pour une section S2 située entre B et C définie par son abscisse x telle que : $252 \leq x < 325$! Signet non défini. $x < 325$

$$\vec{T} = -(-\|\vec{F}_A\| + \|\vec{F}_B\|) = -(-420 + 1820) = -1400 \text{ N}$$

b- Variations des moments fléchissant:

Pour une section S1 située entre A et B définie par son abscisse x telle que : $0 \leq x < 250$

$$\begin{aligned} \vec{Mf} &= -(\|\vec{F}_A\| \cdot x) = -420 \cdot x \\ \begin{cases} x = 0 ; Mf = 0 \\ x = 420 ; Mf = -105000 \text{ N.mm} \end{cases} \end{aligned}$$

Pour une section S2 située entre B et C définie par son abscisse x telle que : $250 \leq x < 325$! Signet non défini. $x < 325$

$$\begin{aligned} \vec{Mf} &= -(\|\vec{F}_A\| \cdot x - \|\vec{F}_B\| \cdot (x - 250)) \\ &= 1400 \cdot x - 455000 \\ &= \begin{cases} x = 250 ; Mf = 105000 \text{ N.m} \\ x = 325 ; Mf = 0 \end{cases} \end{aligned}$$

c) Les Sections les plus sollicitées :

La section droite soumise au moment de flexion maximal est la section en B, donc la contrainte normale maximale:

$$\sigma_{Maxi} = \frac{Mf_{Maxi}}{\frac{I_{Gz}}{V}} \text{ avec } I_{Gz} = \frac{b \cdot h^3}{12} \text{ et } V = \frac{h}{2}; -1400$$

$$\sigma_{Maxi} = \frac{Mf_{Maxi} \cdot 6}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 105 \cdot 10^3}{4 \cdot 30^2} = 175 \text{ N/mm}^2$$

Les sections droites soumises à l'effort tranchant maximal sont les sections situées entre B et C: donc la contrainte tangentielle maximale.

$$\tau_{Maxi} = \frac{T_{Maxi}}{S} \text{ avec } S = b \cdot h; \tau_{Maxi} = \frac{1400}{30 \cdot 40} = 11,66 \text{ N/mm}^2$$

Remarque : la contrainte tangentielle maximale est très faible par rapport à la contrainte normale donc on vérifie la résistance à la flexion par la condition de résistance suivante $\|\sigma_{Maxi}\| \leq R_{pe}$

Cette condition est vérifiée puisque $\|\sigma_{Maxi}\| = 175 \text{ N/mm}^2$ et $R_{pe} = 300 \text{ N/mm}^2$

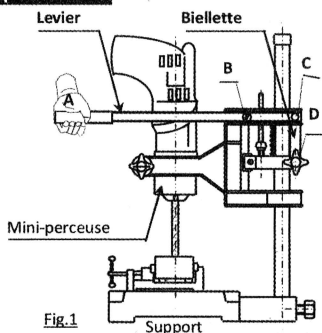
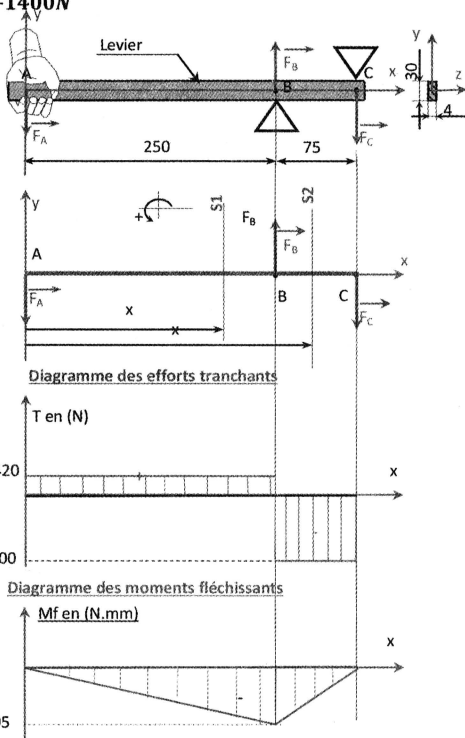
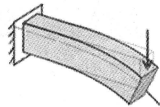


Fig.1



Exemple N°2 : Poutre encastrée avec une charge concentrée à l'extrémité

La poutre est en équilibre sous l'action de F et des actions subies à l'encastrement.

Calcul des actions d'encastrement

On applique le PFS :

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0} \quad \text{Equation (1)}$$

$$\sum \overline{M}_{F_{ext}/Az} + \overline{MA} = 0 \quad \text{Equation (2)}$$

$$\text{Equation (1): } \overline{F_A} - F = 0 \rightarrow \overline{F_A} = F$$

$$\text{Equation (2): } \sum \overline{M}_{F_{ext}/Az} + \overline{MA} = 0 \rightarrow$$

$$-F \cdot L + \overline{MA} = 0 \rightarrow \overline{MA} = F \cdot L$$

Choisissons une section S arbitraire d'abscisse x située entre A et B et étudions les variations des moments fléchissant et moments fléchissant.

Effort tranchant :

$$\overline{T} = -F_A$$

Moment fléchissant

$$\overline{Mf} = -(M_A - F_A \cdot x)$$

C'est l'équation d'une droite

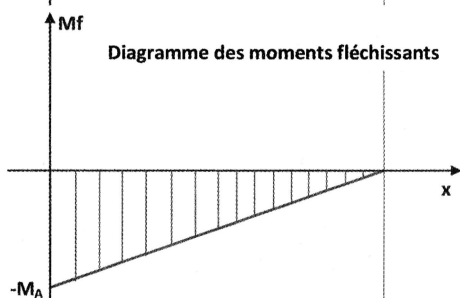
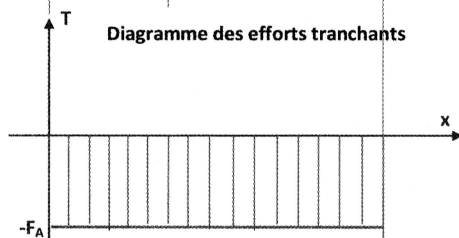
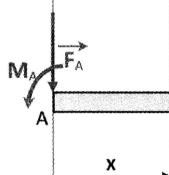
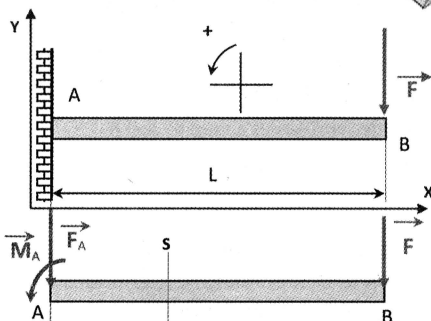
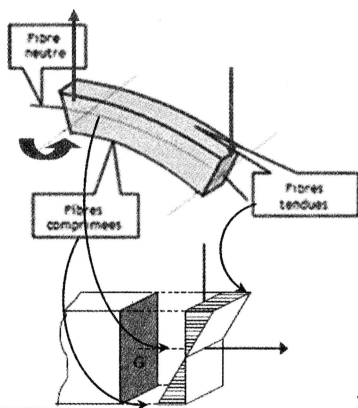
Valeur au point $A : x = 0$

$$\overline{Mf} = -M_A = F \cdot L$$

Valeur au point $B : x = L$

$$\overline{Mf} = 0$$

La section la plus chargée est celle située à l'encastrement



Exemple N°3 : Poutre sur deux appuis avec une charge uniformément répartie (q)

Une charge q peut être répartie sur toute la longueur de la poutre (exemple : le poids de la poutre)

Charge : q en N/m

Poids total : $P = q.L$

Calcul des actions des appuis en A et B

$$A = P/2$$

$$B = P/2$$

Choisissons une section S arbitraire située entre A et B et étudions les variations des moments fléchissant et moments fléchissant

Effort tranchant :

$$\bar{T} = -(A - q.x)$$

$$\bar{T} = q.x - A$$

Valeur au point A :

$$x = 0; \bar{T} = -A$$

Valeur au point B :

$$x = l; \bar{T} = A$$

Moment fléchissant :

$$\bar{M}_f = -(-A.x + q.x.x/2)$$

$$\bar{M}_f = (-q.x^2)/2 + A.x$$

Valeur au point A :

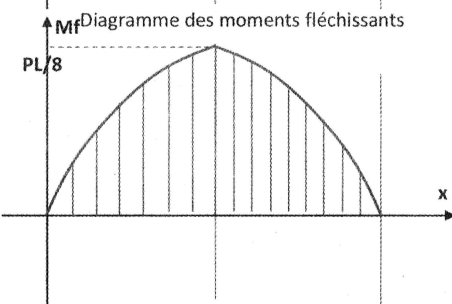
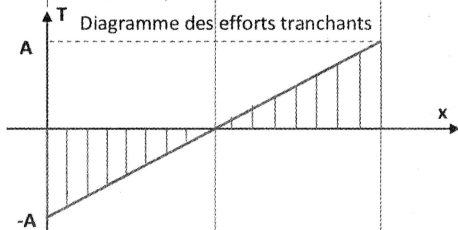
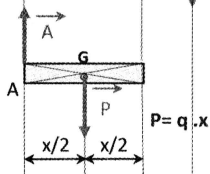
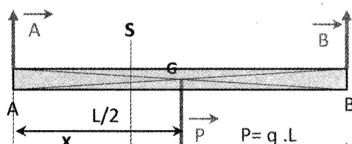
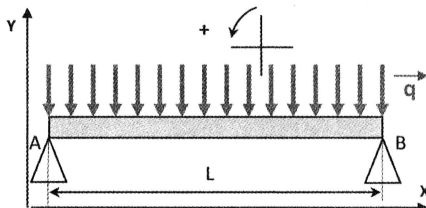
$$x = 0; \bar{M}_f = 0$$

Valeur au point B :

$$x = L; \bar{M}_f = 0$$

Valeur au milieu :

$$x = L/2; \bar{M}_f = \frac{P.L}{8}$$



1) Définition :

Une poutre est sollicitée à la torsion simple lorsqu'elle est soumise, à ses deux extrémités, à deux couples opposés de moments M_t portés par l'axe xx' .

2) Angle de déformation angulaire :

La section droite (S) tourne d'un angle **Erreur ! Signet non défini.** α autour de l'axe xx' , la valeur de **Erreur ! Signet non défini.** est proportionnelle à la distance x :

$$\alpha = \theta \cdot x$$

α : Angle de déformation angulaire (rad)

x : Distance entre deux sections (mm)

θ : Angle unitaire de torsion (rad/mm)

3) Moment de torsion ou couple de torsion $M_t = Ct$

$$M_t = G \cdot \theta \cdot I_o$$

Puissance à transmettre :

$$P = Ct \cdot \omega$$

$$\text{Avec : } \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60}$$

M_t

Surface (S1)
non déformée

P : Puissance (watt)

Ct : Couple à transmettre (Nm)

ω : Vitesse angulaire (rad/s)

N : Vitesse de rotation (tr/min)

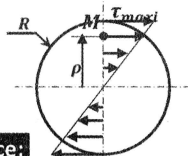
I_o : Moment quadratique polaire (mm⁴)

4) Contraintes tangentielle maximale :

$$\tau = G \cdot \theta \cdot \rho$$

$$\tau_{Maxi} = G \cdot \theta \cdot R$$

$$\tau_{Maxi} = \frac{M_t}{\frac{I_o}{v}}$$



τ : Contrainte tangentielle de torsion en Mpa (N/mm²)

G : Module d'élasticité transversale (N/mm³)

ρ : Distance du point M à la ligne neutre

M_t : Moment de torsion (N.mm)

Ct : Couple à transmettre (Nm)

$\frac{I_o}{v}$: Module de torsion (mm³)

5) Condition de résistance:

$$\tau_{Maxi} \leq Rpg$$

$$\text{Avec : } Rpg = \frac{Reg}{s}$$

Rpg : Résistance pratique au glissement (N/mm²)

Reg : Limite apparente d'élasticité au glissement (N/mm²)

s : Coefficient de sécurité

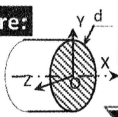
6) Condition de rigidité:

$$\theta \leq \theta_{Maxi}$$

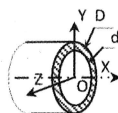
$$\text{Ou : } \alpha \leq \alpha_{Maxi}$$

7) Moment quadratique plaire:

$$I_o = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$



$$v = \frac{d}{2}$$



$$I_o = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32}$$

$$v = \frac{D}{2}$$

Application N°1: Touret à meuler

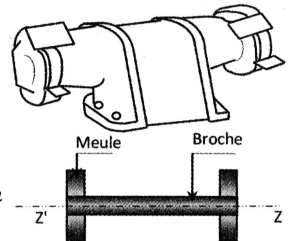
La broche du touret à meuler peut transmettre une puissance de 3 Kw à la vitesse de 1500 tr/min

La broche est en acier de résistance pratique au glissement

$$R_{pg} = 40 \text{ N/mm}^2$$

1) Calculer à la torsion le diamètre minimal de la broche

$$P = C \cdot \omega \Rightarrow C = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{\frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60}} = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot N} = \frac{3 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1500} = 19,1 \text{ N.m}$$



Appliquons la condition de torsion à la torsion

$$\tau_{Maxi} \leq R_{pg} \Rightarrow \frac{M_t \cdot \frac{d}{2}}{I_0} \leq R_{pg} \Rightarrow \frac{M_t \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi \cdot d^4}{32}} \leq R_{pg} \Rightarrow \frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot d^3} \leq R_{pg}$$

$$\Rightarrow \frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot R_{pg}} \leq d^3 \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot R_{pg}}} ; \text{AN: } d \geq \sqrt[3]{\frac{19,1 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 40}} \quad d \geq 13,44 \text{ mm} \quad \text{choix } d_{mini} = 14 \text{ mm}$$

2) Quelle est la valeur de la contrainte tangentielle lorsqu'à la même vitesse l'arbre ne transmet plus qu'une puissance de 2 Kw

$$P = C \cdot \omega \Rightarrow C = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{\frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60}} = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot N} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1500} = 12,73 \text{ N.m}$$

Valeur de la contrainte tangentielle lorsqu'à la même vitesse l'arbre ne transmet plus qu'une puissance de 2Kw

$$\tau_{Maxi} = \frac{M_t \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi \cdot d^4}{32}} = \frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot d^3} = \frac{12,73 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 14^3} = 23,63 \text{ N/mm}^2$$

Application N°2: Perceuse

Pendant le perçage l'arbre de transmission est soumis à un couple de moment $M_t = 20 \text{ N.m}$

1) Calculer à la torsion le diamètre de cet arbre.

On donne : $R_{pg} = 30 \text{ N/mm}^2$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot R_{pg}}} ; \text{AN: } d \geq \sqrt[3]{\frac{20 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 302}} \quad d \geq 15,03 \text{ mm} \quad \text{choix } d_{mini} = 16 \text{ mm}$$

2) L'angle unitaire de torsion θ de cet arbre ne doit pas dépasser $\theta_{maxi} = 1,6 \cdot 10^{-5} \text{ rad/mm}$

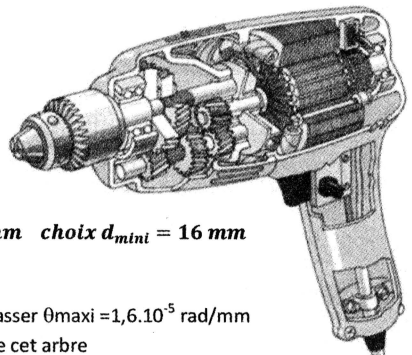
Calculer en appliquant la condition de rigidité le diamètre de cet arbre

$$\theta \leq \theta_{Maxi} \Rightarrow \frac{M_t}{G \cdot I_0} \leq \theta_{Maxi} \Rightarrow \frac{M_t}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} \leq \theta_{Maxi} \Rightarrow d \geq \sqrt[4]{\frac{M_t \cdot 32}{G \cdot \theta_{Maxi} \cdot \pi}} = \sqrt[4]{\frac{20 \cdot 10^3 \cdot 32}{8 \cdot 10^4 \cdot 1,6 \cdot 10^{-5} \cdot \pi}} \Rightarrow d \geq 6,31 \text{ mm}$$

3) Quel diamètre faut-il choisir ? Justifier ce choix.

Choix : $d = 16 \text{ mm}$

Justification : La valeur par défaut (la plus grande) qui vérifie la condition de résistance et de rigidité

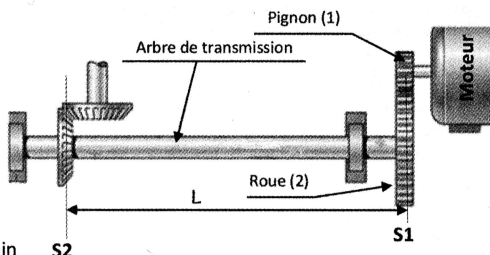


Application N°3: Arbre de transmission

L'arbre de transmission assimilé à une poutre pleine de section constante, de diamètre d et de longueur L est sollicité à la torsion simple.

On donne :

- Puissance du moteur $P = 4 \text{ Kw}$
- Vitesse de rotation du moteur $N_m = 1500 \text{ tr/min}$
- La résistance pratique au glissement $R_{pg} = 40 \text{ N/mm}^2$; Module de coulomb $G = 80 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$
- La longueur de l'arbre $L = 150 \text{ mm}$
- Le nombre de dents du pignon (1) $Z_1 = 20$ dents et le nombre de la roue $Z_2 = 30$ dents

**Travail demandé :**

- 1) Calculer la vitesse de rotation de l'arbre de transmission

$$\frac{N}{N_m} = \frac{Z_1}{Z_2} \Rightarrow N = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot N_m = \frac{20}{30} \times 1500 = 1000 \text{ tr/min}$$

- 2) Calculer le couple transmis par cet arbre sachant que le rendement du système engrenage est de 90%

$$\frac{P}{P_m} = 0,9 \Rightarrow P = P_m \times 0,9 = 4000 \times 0,9 = 3600 \text{ watt}$$

$$P = C \cdot \omega \Rightarrow C = \frac{P}{\omega} = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot N} = \frac{3600 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1000} = 34,39 \text{ N.m}$$

- 3) Pour le reste de l'exercice on prendra le couple transmis par l'arbre $C = 35 \text{ N.m}$, calculer son diamètre minimal pour qu'il résiste en toute sécurité

$$\tau_{\text{Maxi}} \leq R_{pg} \Rightarrow \frac{M_t}{J_0} \leq R_{pg} \Rightarrow \frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot d^3} \leq R_{pg} \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot R_{pg}}} \text{ AN: } d \geq \sqrt[3]{\frac{35 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 40}} \Rightarrow d \geq 16,45 \text{ mm}$$

Choix $d = 17 \text{ mm}$

- 4) En fonction du diamètre choisi, calculer l'angle unitaire de torsion

$$M_t = G \cdot \theta \cdot J_0 = \frac{G \cdot \theta \cdot \pi \cdot d^4}{32} \Rightarrow \theta = \frac{32 \cdot M_t}{G \cdot \pi \cdot d^4} = \frac{32 \cdot 35 \cdot 10^3}{8 \cdot 10^4 \cdot \pi \cdot 17^4} = 5,335 \cdot 10^{-5} \text{ rad/mm}$$

- 5) Calculer l'angle relatif de torsion entre les deux sections S1 et S2 (voir figure de l'arbre ci-dessus)

$$\alpha = \theta \cdot L = 5,335 \cdot 10^{-5} \cdot 150 = 8,0025 \cdot 10^{-3} \text{ rad} \quad \text{soit } \alpha = 8,0025 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{180}{\pi} = 0,458 \text{ degré}$$

- 6) Si on veut limiter l'angle unitaire de torsion à une valeur $\theta_{\text{maxi}} = 0,06 \text{ rd/m}$, rechercher le diamètre minimal de l'arbre

$$\theta \leq \theta_{\text{Maxi}} \Rightarrow \frac{M_t}{G \cdot J_0} \leq \theta_{\text{Maxi}} \Rightarrow \frac{M_t}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} \leq \theta_{\text{Maxi}} \Rightarrow d \geq \sqrt[4]{\frac{M_t \cdot 32}{G \cdot \theta_{\text{Maxi}} \cdot \pi}} = \sqrt[4]{\frac{35 \cdot 10^3 \cdot 32}{8 \cdot 10^4 \cdot 0,06 \cdot 10^{-3} \cdot \pi}} \Rightarrow d \geq 16,5 \text{ mm}$$

Choix $d = 17 \text{ mm}$

- 7) Quel diamètre faut-il choisir ? Justifier ce choix

Choix : **$d = 17 \text{ mm}$**

Justification : **La valeur par défaut (la plus grande) qui vérifie la condition de résistance et de rigidité**

Application N°2 : Arbre de transmission:

Un arbre de transmission est assimilé à une poutre de section circulaire pleine sollicitée à la torsion simple sous l'action du couple transmis C_t et un couple résistant.

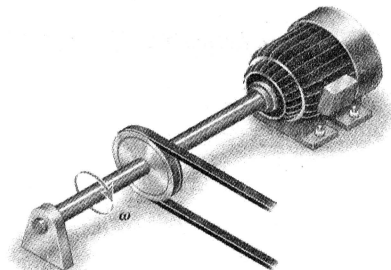
Sachant que :

- $C_t = 30 \text{ N.m}$
- Le module d'élasticité transversale $G = 80000 \text{ N/mm}^2$
- La limite élastique au glissement $\text{Reg} = 175 \text{ N/mm}^2$
- Le coefficient de sécurité $s = 4$.

Travail demandé:

1) Calculer le diamètre minimal d_1 mini de l'arbre à partir de la condition de résistance.

Condition de résistance à la torsion : $\tau_{\max} \leq R_{pg}$



$$\tau_{\max} = \frac{Mt}{I_0} = \frac{Mt}{\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{16 \cdot Mt}{\pi d^3} \leq \frac{\text{Reg}}{s} \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mt \cdot s}{\pi \cdot \text{Reg}}} \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 30 \cdot 10^3 \cdot 4}{\pi \cdot 175}} \rightarrow d \geq 15,17 \text{ mm}$$

$d_1 \text{ mini} = 16 \text{ mm}$

2) Calculer le diamètre minimal d_2 mini de l'arbre à partir de la condition de déformation sachant que l'angle unitaire de torsion $\theta_{\max} = 1,5^\circ/\text{m}$.

Condition de déformation $\theta \leq \theta_{\max}$

$$\theta = \frac{Mt}{G \cdot I_0} = \frac{Mt}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} = \frac{32 \cdot Mt}{G \cdot \pi \cdot d^4} \leq \theta_{\max} \Rightarrow d_2 \geq \sqrt[4]{\frac{32 \cdot Mt}{G \cdot \pi \cdot \theta_{\max}}} \Rightarrow d_2 \geq \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 30 \cdot 1000}{80000 \cdot \pi \cdot \frac{1,5 \cdot \pi}{1000}}} \Rightarrow d_2 \geq 19,54 \text{ mm}$$

$d_2 \text{ mini} = 20 \text{ mm}$

3) Dédire le diamètre minimal d mini de l'arbre qui répond à ces conditions (de résistance et de déformation).

La valeur par défaut (la plus grande) qui vérifie la condition de résistance et de rigidité

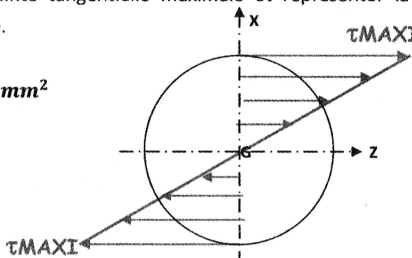
$d \text{ mini} = 20 \text{ mm}$

4) On donne le diamètre $d = 25 \text{ mm}$, calculer la contrainte tangentielle maximale et représenter la répartition des contraintes de torsion sur le dessin ci-contre.

$$\tau_{\max} = \frac{Mt}{I_0} = \frac{Mt}{\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{16 \cdot Mt}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 30000}{\pi 25^3} = 9,7 \text{ N/mm}^2$$

→

Echelle : $\tau : 1 \text{ N/mm}^2 \rightarrow 3 \text{ mm}$



5) Calculer la déformation angulaire α entre les deux sections de l'arbre sachant que $L = 150 \text{ mm}$.

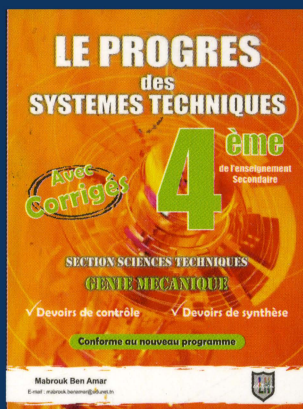
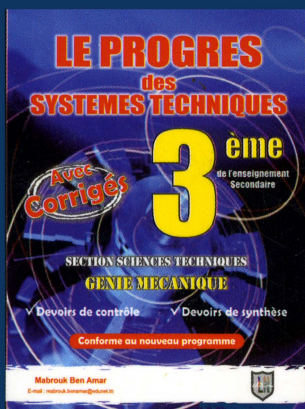
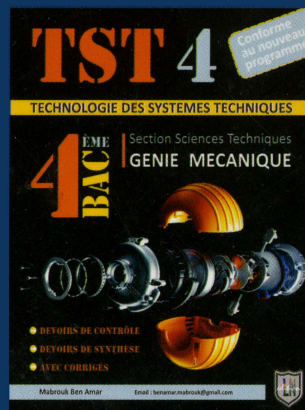
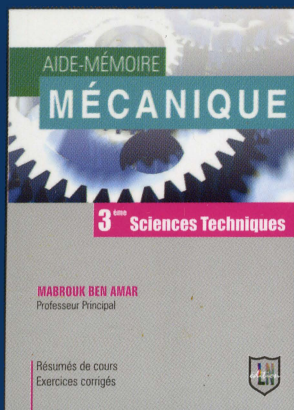
$$\alpha = \theta \cdot L = \frac{32 \cdot Mt}{G \cdot \pi \cdot d^4} \cdot L \rightarrow \alpha = \frac{32 \cdot Mt}{G \cdot \pi \cdot d^4} \cdot 150 = \frac{32 \cdot 30 \cdot 1000}{80000 \cdot \pi \cdot 25^4} = 1,46 \cdot 10^{-3} \text{ rd}$$

$\alpha = 1,46 \cdot 10^{-3} \text{ rd}$



المغربية لطباعة وإشهار الكتاب

22، نهج المغارلين - المنطقة الصناعية الشرقية - أريانة - تونس
الهاتف : +216 70 837 683 - الفاكس : +216 70 838 975



ISBN : 978-9973-03-026-9



La Nouvelle Edition et Diffusion

Rue de Carthage - 2080 Ariana

Tél./Fax : 71 706 892 / 98 22 11 94 / 23 22 11 95

Prix : 3,900 dt